SÉRIE
DE LA GESTION
DE L'ÉNERGIE

14

À L'INTENTION
DES INDUSTRIES,
COMMERCES
ET INSTITUTIONS

Compresseurs et turbines

Énergie, Mines et Ressources Canada
Energy, Mines and Resources Canada
Canada

PRÉFACE

L'art et la science de la gestion de l'énergie ont accompli des progrès remarquables au cours de la dernière décennie. La gestion de l'énergie est devenue une discipline sérieuse dans le cadre du processus de gestion de la plupart des entreprises qui connaissent le succès.

D'abord, au début des années 70, on a mis sur pied des programmes d'économie d'énergie afin de réduire la menace de pénurie d'énergie que pesait sur le Canada, de même que la dépendance du pays à l'endroit du pétrole étranger. Toutefois, la hausse vertigineuse des prix n'a pas tardé a donner une signification nouvelle à l'expression «économie d'énergie»: réduire le coût de l'énergie.

Nombre d'industries, de commerces et d'organismes publics ont relevé le défi et abaissé les coûts d'énergie jusque dans une proportion de 50%. On est ainsi arrivé à utiliser l'énergie de façon rationnelle, grâce à des mesures telles que des programmes d'information à l'intention du personnel, des moyens d'entretien plus à point, la simple élimination du gaspillage, et en mettant de l'avant des projets aptes à moderniser ou améliorer les installations et l'équipement.

Pour en arriver maintenant à économiser d'avantage l'énergie, il importe de mieux connaître la technologie et ses applications en plus d'avoir recours à des appareils à haut rendement énergétique.

A la demande du Programme d'économie d'énergie dans l'industrie canadienne, du Programme des groupes de travail sur la gestion de l'énergie dans les secteurs commercial et institutionnel, et d'associations professionnelles et commerciales intéressées, la Division de l'énergie industrielle du ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources a élaboré une série de modules techniques portant sur la gestion de l'énergie.

Ces manuels aideront les gestionnaires et le personnel d'exploitation à découvrir les possibilités de gestion de l'énergie dans leur cadre de travail. On y trouve une quantité de renseignements pratiques, notamment des équations mathématiques, des renseignements généraux sur des techniques éprouvées, ainsi que des exemples concrets d'économie d'énergie.

Pour obtenir de plus amples renseignements concernant les modules figurant dans la liste qui suit ou la documentation utilisée dans le cadre des ateliers, y compris les études de cas, veuillez écrire à l'adresse suivante:

La Division de la gestion de l'énergie dans les
entreprises et dans le secteur gouvernemental
Direction des économies d'énergie
Ministère de l'Energie, des Mines et des Ressources
580, rue Booth
Ottawa, Ontario
K1A OE4

Gestion de l'énergie et participation des employés
Évaluation de la consommation
Analyse financière énergétique
Comptabilité de la gestion énergétique
Récupération de la chaleur perdue
Isolation thermique des équipements
Éclairage
Électricité
Moteurs électriques économiseurs d'énergie
Combustion
Appareillage de chaufferie
Fours, sécheurs et fours de cuisson
Systèmes à vapeur et à condensat
Chauffage et refroidissement énergétique (Vapeur et eau)
Conditionnement de l'air
Refroidissement et pompes à chaleur
Réseaux de distribution d'eau et d'air comprimé
Ventilateurs et pompes
Compresseurs et turbines
Mesures et contrôles
Régulation automatique
Manutention des matériaux et transport sur place
Point de vue architectural
Accumulation thermique

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1987

En vente au Canada par l'entremise des

Librairies associées
et autres libraires

ou par la poste auprès du

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Canada) K1A 0S9

N° de catalogue M91-6/14F
ISBN 0-662-93336-2

au Canada: $11.00
à l'étranger: $13.20

Prix sujet à changement sans préavis

Tous droits réservés. On ne peut reproduire aucune partie du présent ouvrage, sous quelque forme ou par quelque procédé que ce soit (électronique, mécanique, photographique) ni en faire un enregistrement sur support magnétique ou autre pour fins de dépistage ou après diffusion, sans autorisation écrite préalable des Services d'édition, Centre d'édition du gouvernement du Canada, Ottawa, Canada K1A 0S9.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
Objectif	1
Contenu	1
Analyse énergétique	1
SECTION 1 COMPRESSEURS	
NOTIONS DE BASE	5
Types de compresseurs	5
Fonctionnement des compresseurs	7
Lois des gaz parfaits	7
Mesure de la performance des compresseurs	8
Conditions à l'aspiration	9
Performance des compresseurs	9
Caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur	10
Rendement d'un compresseur	10
Puissance d'un compresseur	11
Réglage de la capacité d'un compresseur	12
Coûts d'exploitation et économies	13
Récupération de l'énergie	13
Analyse énergétique d'un compresseur	15
Résumé	18
APPAREILLAGE/SYSTÈMES	19
Compresseurs volumétriques	19
Compresseurs alternatifs	19
Compresseurs rotatifs	20
Turbocompresseurs	22
Compresseurs centrifuges	22
Compresseurs axiaux	22
Réservoirs d'air	23
Réglage des compresseurs	23
Circuits de décharge des compresseurs	23
Refroidisseurs intermédiaire et complémentaire	25
Composants du système	25

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 27

Possibilités de maintenance 27

Exemples concrets de maintenance 27
1. Vérifier les fuites du système pneumatique 27
2. Maximiser le rendement du refroidisseur 27
3. Alimenter les compressseurs en air froid 28
4. Mettre en application un programme d'entretien 28
5. Régler les niveaux de bruits et de vibrations 28
6. Vérifier les poulies et les entraînements 28
7. Arrêter les compresseurs 29
8. Nettoyer ou remplacer les filtres d'admission d'air 29
9. Réduire la pression de service 29

Possibilités d'amélioration de coût modique 29

Exemples concrets d'amélioration de coût modique 29
1. Relocaliser les prises d'air 29
2. Installer des filtres à faible perte de charge 30
3. Réduire le débit d'eau du système de refroidissement 31
4. Arrêter le fonctionnement des compresseurs 31

Possibilités de rénovation 31

Exemples concrets de rénovation 32
1. Récupérer la chaleur de l'eau de refroidissement 32
2. Isoler les compresseurs 33
3. Récupérer la chaleur du compresseur 33
4. Remplacer le compresseur d'air par un turbosouffleur 34
5. Installer des compresseurs à rendement supérieur 35
6. Installer un refroidisseur complémentaire refroidi à l'air 36
7. Installer des entraînements de vitesse variable 36
8. Remplacer le système central de compression par plusieurs compresseurs 37
9. Installer un système de gestion d'énergie à microprocesseur 37
10. Installer un réservoir d'air 37

SECTION 2 TURBINES

NOTIONS DE BASE 77

Types de turbines à vapeur 78

Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur 78
Propriétés thermiques de la vapeur 79
Mesure du rendement des turbines à vapeur 81

Rendement des turbines à vapeur 81
Débit idéal de vapeur 81
Débit réel de vapeur 81
Rendement de systèmes à turbines à vapeur 82
Rendement d'une turbine à vapeur 83
Analyse énergétique d'une turbine à vapeur 84

Régulation d'une turbine à vapeur 87

Types de turbines à gaz 88

Principe de fonctionnement de la turbine à gaz 89
Mesure du rendement d'une turbine à gaz 89

Rendement d'une turbine à gaz 89
Caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz 89
Rendement d'une turbine à gaz 90
Consommation énergétique d'une turbine à gaz 91
Analyse énergétique d'une turbine à gaz 93

Résumé 94

Appareillage 95

Turbines à vapeur 95
Types de turbines à vapeur 95
Régulateurs de turbines à vapeur 96
Domaines d'exploitation des turbines à vapeur 97
Avantages et désavantages des turbines à vapeur 97

Turbines à gaz 97
Types de turbines à gaz 97
Accessoires des turbines à gaz 98
Avantages et désavantages des turbines à gaz 98

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 101

Possibilités de maintenance 101

Exemples concrets de maintenance 101
1. Nettoyer ou remplacer les filtres d'admission d'air 101
2. Vérifier les vibrations anormales 101
3. Faire fonctionner les turbines à vapeur aux conditions optimales selon la vapeur et le condensat 101
4. Faire fonctionner les turbines à gaz aux conditions d'admission et de sortie optimales 102
5. Vérifier et respecter les jeux de turbine 102
6. Arrêter le fonctionnement des systèmes 102
7. Mettre en application un programme d'entretien 102
8. Vérifier et régler les régulateurs de vitesse 102

Possibilités d'amélioration de coût modique 102

Exemples concrets d'amélioration de coût modique 103
1. Relocaliser les prises d'air 103
2. Récupérer la chaleur du refroidisseur d'huile 103
3. Isoler de manière appropriée 104
4. Optimiser l'emplacement des appareils de régulation 104

Possibilités de rénovation 104

Exemples concrets de rénovation 104

1. Installer un régénérateur sur une turbine à gaz 104
2. Récupérer la chaleur de l'échappement d'une turbine à gaz 105
3. Réduire les pertes au niveau des raccords 106
4. Récupérer la chaleur dégagée par les turbines 106
5. Revêtir les aubes du compresseur 106
6. Installer des vannes d'admission de vapeur automatiques 106
7. Utiliser la turbine à vapeur comme détendeur de pression 107
8. Faire fonctionner le condenseur de vapeur aux valeurs nominales prescrites 107

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail
E Entraînements par moteur électrique et alternateurs

INTRODUCTION

Avant l'invention des systèmes utilisant la vapeur et l'électricité, l'air et les liquides étaient déplacés par convection naturelle et gravité. L'évolution des appareils motorisés a débuté avec l'application de systèmes moteurs à des dispositifs élémentaires, tels les soufflets comprimant l'air et les seaux transportant l'eau.

À mesure que le prix de ces systèmes a baissé, les appareils ont augmenté en taille et sont devenus plus courants. Les avantages remarquables qu'offraient ces appareils éclipsaient la grande quantité d'énergie consommée et l'on portait vraiment peu d'attention à la gestion de cette énergie. Mais depuis quelque temps, à cause de la hausse du prix de l'énergie sous toutes ses formes, plusieurs tentent d'économiser cette énergie en l'exploitant rationnellement.

L'usage de certains types de compresseurs et de turbines étant courant dans la plupart des installations industrielles, des bâtiments commerciaux et des immeubles de caractère publique, leur rendement influence beaucoup les coûts d'exploitation de l'installation. La mise en application de *Possibilités de gestion de l'énergie* peut, par ailleurs, représenter d'importantes économies d'énergie et d'argent.

Objectif

L'objectif du présent module se résume comme suit:

- Exposer les applications et les fonctions des compresseurs et des turbines utilisés dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère publique.
- Élaborer des méthodes pour évaluer la consommation énergétique approximative de ces appareils.
- Susciter de l'intérêt pour les possibilités d'économies d'énergie et d'argent offertes par la mise en application des possibilités de gestion de l'énergie.
- Mettre à la disposition de l'usager une série de *feuilles de travail* pouvant servir de base pour calculer les économies d'énergie et d'argent réalisées.

Le lecteur doit bien comprendre que le présent module n'est qu'un manuel de référence. Il renferme des renseignements et des outils de calcul pouvant servir à identifier des possibilités de gestion de l'énergie et à évaluer les économies d'énergie et d'argent.

Contenu

Le module traite les compresseurs et les turbines séparément. Chaque section comprend les chapitres suivants:

- Le chapitre *Notions de base* décrit les principes de fonctionnement des appareils et fournit des équations simplifiées pour évaluer leurs besoins énergétiques. On y trouve également des schémas illustrant ces principes et des exemples concrets démontrant l'application des équations.
- Le chapitre *Appareillage* décrit les appareils et étudie leurs caractéristiques quant à la consommation énergétique.
- Le chapitre *Possibilités de gestion de l'énergie* donne une liste de possibilités d'économie d'énergie à examiner. On y donne également des équations de base à utiliser dans les feuilles de travail pour calculer les économies d'énergie et d'argent ainsi que la période de rentabilité.

Les *Annexes* réunissent des documents de référence relatifs à ces sections, soit un glossaire, des tables, des tables de conversion, des feuilles de travail et des données précises pour calculer la consommation énergétique des *entraînements par moteur électrique et des alternateurs*.

Analyse énergétique

Le fonctionnement des compresseurs et des turbines offre toujours des possibilités de gestion de l'énergie. La plupart de ces possibilités peuvent être identifiées lors d'une *analyse au passage* de l'installation. Cette analyse est d'autant plus fructueuse lorsqu'elle est effectuée par un spécialiste en économies d'énergie non membre du personnel de l'installation.

Une station de compression surchauffée et une turbine à gaz dont la pression d'aspiration est de beaucoup inférieure à la pression atmosphérique sont des possibilités types pouvant être relevées lors d'une analyse au passage. Un personnel de gestion et d'exploitation vigilant et un bon programme d'entretien peuvent, avec un minimum d'effort, assurer une réduction de la consommation énergétique et de ce fait, épargner de l'argent.

Il n'est pas toujours facile d'étudier les possibilités d'économie d'énergie lors d'une analyse au passage. On peut par exemple, noter l'évacuation à un drain de plancher de l'eau chaude provenant du système de refroidissement d'un compresseur. À première vue, il semble évident que l'on puisse réaliser des économies en dirigeant cette eau vers un procédé nécessitant de l'énergie thermique. Mais certaines questions surgissent.

- Quelle est la quantité d'eau requise pour refroidir le compresseur tout en maintenant l'eau aussi chaude que possible?
- L'eau évacuée est-elle contaminée?
- L'eau peut-elle être utilisée ailleurs dans l'installation?
- L'énergie récupérée peut-elle compenser le coût des modifications?

Cette situation nécessite une *analyse de diagnostic* afin d'évaluer, par des calculs, l'utilisation éventuelle de la chaleur, la réduction de la consommation énergétique et les économies possibles. En effet, cette analyse permet d'évaluer les économies d'argent et de calculer le coût prévu de l'achat et de l'installation des appareils modifiant le système déjà existant et par conséquent, d'évaluer la rentabilité du projet.

Les possibilités de gestion de l'énergie se divisent en trois catégories:

- Les *Possibilités de maintenance* sont des initiatives d'économie d'énergie *exécutées de façon périodique, au moins une fois par année*. Le remplacement des filtres d'admission d'air du compresseur et de la turbine et le graissage des paliers en sont des exemples.
- Les *Possibilités d'amélioration de coût modique* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé*. La relocalisation des prises d'air et la régulation du débit d'eau de refroidissement du compresseur en sont des exemples.
- Les *Possibilités de rénovation* sont des initiatives de gestion de l'énergie *réalisées en une seule fois et dont le coût est important*. La récupération de la chaleur de l'eau de refroidissement du compresseur et de l'échappement de la turbine en sont des exemples.

La différence entre les Possibilités d'amélioration de coût modique et les Possibilités de rénovation sont habituellement fonction de l'importance, du type et de la politique financière de l'entreprise.

SECTION 1 COMPRESSEURS

NOTIONS DE BASE

Les compresseurs sont des appareils mécaniques qui aspirent l'air et le refoule, à une pression supérieure, dans un réseau de tuyauteries ou un réservoir. Ils peuvent être utilisés pour comprimer l'air d'une pièce et le refouler dans un système de distribution haute pression ou pour aspirer l'air d'un réservoir et le refouler dans l'atmosphère, créant un vide dans le réservoir. Les compresseurs volumétriques compriment le gaz à l'aide d'un piston ou d'un rotor alors que les turbocompresseurs effectuent la compression à l'aide de roues ou d'aubes.

Types de compresseurs

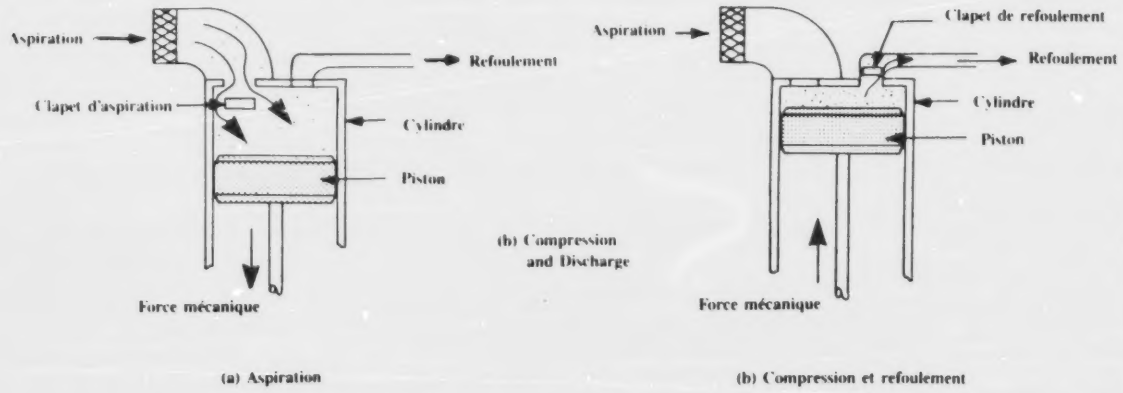
La figure 1 classe les divers types de compresseurs d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public. Les principes de fonctionnement des compresseurs sont traités sous les deux rubriques principales *compresseurs volumétriques* et *turbocompresseurs*.

Classification des compresseurs
Figure 1

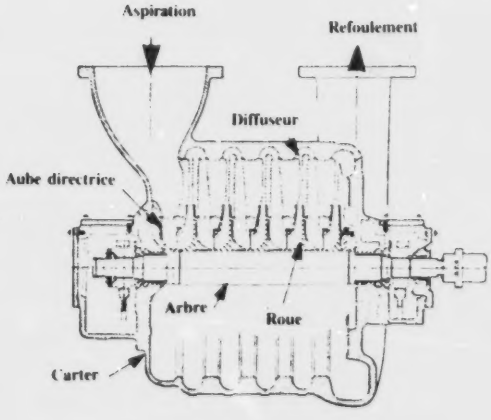
L'action des compresseurs *volumétriques* peut être *alternative* ou *rotative*. Un compresseur alternatif produit un débit de refoulement intermittent et est généralement combiné à un réservoir qui absorbe les fluctuations et assure une pression de refoulement uniforme. Le refoulement d'un compresseur rotatif étant uniforme, il est souvent raccordé directement à un réseau de tuyauteries.

Pour expliquer le fonctionnement d'un compresseur *volumétrique*, il suffit d'observer un modèle à piston (figure 2). Le mouvement du piston vers le bas (figure 2.a) commande l'ouverture du clapet d'aspiration et l'introduction d'air dans la cavité entre la tête du cylindre et le piston. La course ascendante du piston commande la fermeture du clapet d'aspiration (figure 2.b) et entraîne la compression de l'air dans l'espace restreint. La pression de l'air augmente à mesure que le volume diminue. Lorsque la pression régnant dans l'espace au-dessus du piston dépasse la pression de la conduite de refoulement, le clapet de refoulement s'ouvre et laisse s'échapper l'air comprimé dans la conduite.

On peut expliquer le fonctionnement d'un *turbocompresseur* en observant un compresseur centrifuge (figure 3). L'air aspiré est acheminé à travers des aubes directrices jusqu'au premier étage d'aubes radiales sur la roue. Lorsque la roue tourne, l'air est projeté contre la périphérie par force centrifuge. Avant d'être acheminé à l'entrée de l'étage suivant, l'air passe à travers un diffuseur où l'énergie cinétique est transformée en pression. Le procédé est répété successivement jusqu'au refoulement du compresseur. La hausse de pression à chaque étage est déterminée par le changement de vitesse et la densité de l'air.



Compresseur volumétrique
Figure 2



Compresseur centrifuge
Figure 3

Fonctionnement des compresseurs

Selon la loi de Joule, l'énergie interne d'un gaz n'est fonction que de sa température et n'a aucun rapport avec le volume qu'il occupe. Ainsi, la quantité d'énergie nécessaire à la compression d'un gaz à une pression supérieure est représentée entièrement par une élévation de la température de celui-ci. Par conséquent, la plupart des compresseurs sont dotés d'un échangeur de chaleur qui extrait la chaleur excédentaire de l'air de refoulement.

Lois des gaz parfaits

Même si leur action diffère, tous les compresseurs obéissent aux lois des gaz parfaits. Lorsque certaines conditions varient, comme la compression, la détente et le chauffage, l'air obéit aux diverses lois de la thermodynamique et aux lois des gaz parfaits. Ces lois sont combinées dans l'équation de la *loi générale des gaz* qui représente étroitement le comportement de l'air. Pour une masse d'air donnée, à des conditions variables, l'équation peut s'écrire comme suit:

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2}$$

où P_1, P_2 = pressions initale et corrigée [kPa (abs.)]

V_1, V_2 = volumes initial et corrigé (L)

T_1, T_2 = températures initiale et corrigée (K)

kPa (abs.) = kPa (eff.) + 101,325

degrés Kelvin (K) = °C + 273,15

On peut modifier l'équation et convertir un volume d'air à une pression et à une température mesurée en un volume d'air équivalent à des conditions normales de 20°C (293,15 K) et 101,325 kPa (abs.), appelé *volume d'air libre*.

$$\text{Volume d'air libre équivalent} = \frac{P \times V \times 293{,}15}{T \times 101{,}325}$$

où P = pression mesurée [kPa (abs.)]

V = volume mesuré (L)

T = température mesurée (K)

293,15 = température normale de l'air (K)

101,325 = pression atmosphérique normale [kPa (abs.)]

Le volume d'air libre équivalent est exprimé en litres (L).
L'équation relative à la loi générale des gaz peut également s'écrire en termes de débit, comme suit:

$$\frac{P_1 \times f_{a1}}{T_1} = \frac{P_2 \times f_{a2}}{T_2}$$

où f_{a1}, f_{a2} = débits d'air initial et corrigé (L/s)

On peut modifier cette équation et convertir un débit d'air en un *débit d'air libre* équivalent (f_{as}) en litres par seconde (L/s):

$$f_{as} = \frac{P_1 \times f_{al} \times 293{,}15}{T_1 \times 101{,}325}$$

Mesure de la performance des compresseurs

On détermine la performance d'un compresseur en mesurant les conditions de l'air à l'aspiration et au refoulement et le débit au refoulement. Ces résultats sont ensuite intégrés dans des calculs. Les caractéristiques nominales des compresseurs fournies par les constructeurs comportent généralement le *débit d'air libre* équivalent ou le *débit d'air normal* à différentes pressions de refoulement basé sur de l'air libre à l'aspiration.

On peut déterminer le débit d'air comprimé dans un tuyau en installant un indicateur de débit précalibré, tel qu'une plaque à orifice, un débitmètre à tuyère ou un débitmètre volumétrique. Les indicateurs de débit d'air et de gaz ainsi que leurs caractéristiques sont traités en détail dans le module 15 intitulé «Mesures et contrôle». Le débit mesuré à une pression donnée peut être converti en un débit d'air libre équivalent à l'aide de l'équation de la loi des gaz parfaits.

On peut déterminer le débit d'un compresseur volumétrique en mesurant le temps nécessaire pour produire une hausse de pression déterminée dans un récipient fermé à pression ou d'un réservoir, de volume connu. En mesurant les pressions et les températures initiale et finale dans le réservoir, on peut appliquer l'équation de la loi des gaz parfaits pour calculer le volume d'air libre équivalent refoulé pendant la période mesurée et par conséquent, le débit d'air libre moyen. Par exemple, un compresseur alternatif doté d'un échangeur de chaleur refroidi à l'eau du côté refoulement fonctionnait 120 secondes pour élever la pression d'un réservoir de 275 litres de 651 kPa (abs.) (P_1) à 790 kPa (abs.) (P_2). La température initiale (T_1) était de 22°C (295,15 K) et la température finale (T_2), de 29°C (302,15 K).

$$\text{Volume d'air libre équivalent initial} = \frac{P_1 \times V_1 \times 293{,}15}{T_1 \times 101{,}325}$$

$$= \frac{651 \times 275 \times 293{,}15}{295{,}15 \times 101{,}325}$$

$$= 1\,755 \text{ L}$$

De la même façon, on peut calculer le volume d'air libre équivalent aux conditions finales comme suit:

$$\text{Volume d'air libre équivalent final} = \frac{P_2 \times V_2 \times 293{,}15}{T_2 \times 101{,}325}$$

$$= \frac{790 \times 275 \times 293{,}15}{302{,}15 \times 101{,}325}$$

$$= 2\,080 \text{ L}$$

On peut alors calculer le débit d'air libre équivalent moyen comme suit:

$$\text{Débit d'air libre équivalent} = \frac{\text{volume d'air libre équivalent final} - \text{volume d'air libre équivalent initial}}{\text{temps}}$$

$$= \frac{2\,080 - 1\,755}{120}$$

$$= 2{,}71 \text{ L/s}$$

Conditions à l'aspiration

La température et la pression de l'air à l'aspiration du compresseur ont un effet direct sur la performance de celui-ci. À mesure que baisse la température, la densité de l'air augmente. Il faut alors que *l'air d'entrée d'un compresseur soit aussi froide que possible*. Lorsque la densité de l'air d'entrée est plus élevée, une plus grande quantité d'air est comprimée pour un volume donné. En appliquant l'équation relative à la loi générale des gaz lorsque la pression d'entrée est constante ($P_1 = P_2$), on obtient:

$$f_{a2} = \frac{f_{a1} \times T_2}{T_1}$$

Comparons la compression d'un débit initial de 1 L/s d'air extérieur à 20°C (293,15 K) et l'air ambiant d'une usine à 40°C (313,15 K) refoulé par un compresseur volumétrique asservi à un manostat et fonctionnant par intermittence. Si les deux sources d'alimentation en air atteignent le compresseur à la même pression ($P_1 = P_2$), on peut calculer le débit d'air effectif provenant de l'usine comme suit:

$$f_{a2} = \frac{1 \times 313{,}15}{293{,}15}$$

$$= 1{,}07 \text{ L/s}$$

Le compresseur exige 7% plus de volume d'air d'entrée à 40°C qu'à 20°C pour refouler un débit d'air donné à la même pression de refoulement. Le compresseur doit alors fonctionner plus souvent et par conséquent, consomme une plus grande quantité d'énergie.

Un compresseur consomme moins d'énergie lorsque la restriction du débit d'air d'entrée est réduite au minimum. Puisqu'il faut une *perte de charge* pour déplacer l'air, il faut choisir des grilles d'admission d'air, un réseau de gaines et des filtres qui minimisent la résistance. Lorsque la température d'entrée est constante ($T_1 = T_2$), on peut évaluer l'effet de la perte de charge à l'aspiration de ces appareils à l'aide de l'équation suivante:

$$f_{a2} = \frac{P_1 \times f_{a1}}{P_2}$$

Examinons l'effet des pressions d'aspiration initiale et corrigée suivantes sur la performance d'un compresseur.

- La perte de charge dans la tuyauterie d'admission est de 2 kPa, ce qui donne une pression nette initiale de l'air d'entrée (P_1) de 99,325 kPa (abs.).
- Le débit d'air initial à l'aspiration (f_{a1}) est de 1 L/s.
- La tuyauterie d'admission a été modifiée pour réduire la perte de charge à zéro pour une pression d'aspiration nette corrigée (P_2) de 101,325 kPa (abs.).

Débit d'air corrigé à l'aspiration, $f_{a2} = \frac{99{,}325 \times 1}{101{,}325 - 0}$

$$= 0{,}98 \text{ L/s}$$

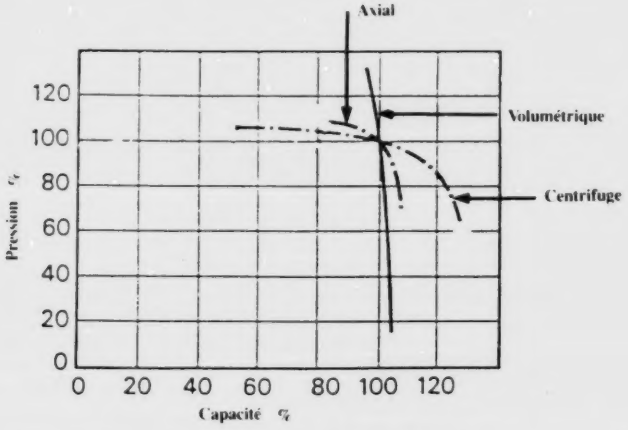
Lorsqu'il n'y a pas de perte de charge dans le réseau de tuyauteries d'admission, 2% moins d'air sont aspirés dans le compresseur pour assurer un même débit de refoulement.

Performance des compresseurs

La source la plus fiable de données relatives aux caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur sont les tables de performance des fournisseurs. Ces tables donnent habituellement la liste des débits d'air libre équivalents à certaines vitesses de fonctionnement et pressions de refoulement pour les modèles standard particuliers du fournisseur. En général, les tables de catalogues n'indiquent que les puissances d'entrée, soit la taille recommandée des moteurs. Il faut quelquefois contacter le fournisseur pour obtenir plus de détails sur la puissance d'entrée de l'arbre et les effets de certaines conditions de service. Lorsque ces données ne sont pas disponibles, on peut évaluer la puissance d'entrée d'un compresseur à l'aide des données mesurées, des lois des gaz et des équations mentionnées plus loin. Pour savoir comment utiliser certaines équations, un exemple est donné à la rubrique «Analyse énergétique d'un compresseur».

Caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur

La capacité (débit refoulé) d'un compresseur volumétrique est très peu influencée par la pression d'utilisation. Elle est toutefois légèrement affectée par les fuites internes et le volume de gaz restant dans le compresseur à la fin de chaque cycle de compression, ou *l'espace mort*. La capacité (débit refoulé) d'un turbocompresseur varie en fonction de la pression d'utilisation, d'un modèle à l'autre. La figure 4 donne les caractéristisques de fonctionnement types à vitesse constante d'un compressesur volumétrique, centrifuge et axial.



Caractéristiques de fonctionnement types d'un compresseur
Figure 4

Rendement d'un compresseur

La puissance d'entrée d'un compresseur doit effectuer la compression et compenser les pertes mécaniques. Ces pertes sont dues à la friction et aux engrenages internes, à la tuyauterie inter-étage et aux clapets. Lorsqu'un compresseur est entraîné directement par un moteur électrique avec ou sans couplage, la *puissance d'entrée de l'arbre du compresseur* (Wc_i) est égale à la puissance de sortie de l'arbre du moteur (Wm_o). Lorsque le compresseur est entraîné par des courroies, la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur est égale à la puissance de sortie de l'entraînement moins la perte par transmission. On peut convertir la perte par transmission en rendement de l'entraînement comme suit:

$$Ef_d = \frac{1 - \text{perte par transmission}}{100}$$

où Ef_d = rendement de l'entraînement (en décimales)

La perte par transmission est exprimée en % (table 1)

100 = conversion du pourcentage en décimales.

La table 1 donne les courbes servant à évaluer la perte par transmission de la plupart des transmissions à rapport fixe lorsque la valeur n'est pas connue. Lorsque le rapport de vitesse du compresseur sur la vitesse du moteur est supérieur à 1, les pertes se situent au-dessus de la courbe moyenne et lorsque le rapport est inférieur à 1, les pertes sont en-dessous de la courbe moyenne.

L'annexe E explique la façon de déterminer la puissance de sortie (Wm_o) de l'arbre d'un moteur électrique et, à la section des turbines du présent module, on expose les calculs relatifs à la puissance de sortie de l'arbre des turbines à vapeur et à gaz (Wt_o). On peut calculer la puissance d'entrée de l'arbre d'un compresseur alimenté par un moteur électrique à l'aide de l'équation suivante:

$$Wc_i = Wm_o \times Ef_d$$

où Wc_i = puissance d'entrée de l'arbre du compresseur (kW)

Wm_o = puissance de sortie de l'arbre du moteur (annexe E) (kW)

Ef_d = rendement de l'entraînement (en décimales).

On peut calculer de la même façon, pour un système entraîné par turbine, la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur à l'aide de l'équation suivante:

$$Wc_i = Wt_o \times Ef_d$$

où Wt_o = puissance de sortie de l'arbre de turbine (kW)

La puissance requise pour comprimer l'air sans pertes mécaniques est appelée la *puissance de compression idéale*. *Le rendement du compresseur* est égal au rapport de la puissance de compression idéale à la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur.

$$Ef_c = \frac{Wc}{Wc_i} \times 100$$

où Ef_c = rendement du compresseur (%)

Wc = puissance de compression idéale (kW)

100 = conversion des décimales en pourcentage.

Puissance d'un compresseur

On peut se servir de l'équation suivante pour calculer la *puissance de compression idéale*.

$$Wc = 0{,}00433 \times P_i \times f_{as} \times N \times \left[\left(\frac{(P_d)}{(P_i)} \right)^{\frac{0{,}231}{N}} - 1 \right]$$

où P_i = pression d'aspiration [kPa (abs.)]

f_{as} = débit d'air libre équivalent (L/s)

N = nombre d'étages

P_d = pression de refoulement [kPa (abs.)]

0,00433 = combinaison de l'effet de la chaleur spécifique de l'air et conversion des unités

0,231 = fonction de la chaleur spécifique de l'air

1 = constante de l'équation

On peut exprimer la variation de puissance de compression idéale due à une variation différentielle de la température de l'air d'entrée d'un compresseur de la façon suivante:

$$Wc_2 = Wc_1 \times (1 + [0{,}00341 \times (T_{i2} - T_{i1})])$$

où Wc_1, Wc_2 = puissances de compression idéales initiale et corrigée (kW)

T_{i1}, T_{i2} = températures d'entrée initiale et corrigée (en °K)

1 = constante de l'équation

0,00341 = taux de variation par K.

On peut exprimer de la même façon, la variation de puissance de compression idéale due à une variation différentielle de la pression de l'air d'entrée:

$$Wc_2 = \frac{Wc_1 \times P_{i1} \times F_{i1}}{P_{i2} \times F_{i2}}$$

où P_{i1}, P_{i2} = pressions d'aspiration initiale et corrigée [kPa (abs.)]

F_{i1}, F_{i2} = facteurs des pressions d'aspiration initiale et corrigée

$$\text{et } F_{i1} = \left(\frac{P_d}{P_{i1}}\right)^{\frac{0{,}231}{N}} - 1$$

$$\text{et } F_{i2} = \left(\frac{P_d}{P_{i2}}\right)^{\frac{0{,}231}{N}} - 1$$

En substituant Wc_2 et Wc_1, les équations précédentes peuvent également être utilisées pour calculer les valeurs corrigées suivantes:

Wc_{i1}, Wc_{i2} = puissances d'entrée initiale et corrigée de l'arbre du compresseur (kW)

Wm_{o1}, Wm_{o2} = puissances de sortie initiale et corrigée de l'arbre du moteur (kW)

Wm_{i1}, Wm_{i2} = puissances d'entrée initiale et corrigée du moteur (kW).

Réglage de la capacité d'un compresseur

Le réglage du compresseur, lorsque celui-ci ne doit pas fonctionner à pleine puissance, peut avoir une grande influence sur sa consommation énergétique. Les régulateurs de vitesse et de temps d'utilisation d'un compresseur assurent une consommation énergétique proportionnelle à la puissance de sortie. Les *circuits de décharge* qui réduisent la capacité interne d'un compresseur, influencent la consommation énergétique selon le type d'appareil et les caractéristiques de celui-ci.

Certains appareils de réglage et leurs caractéristiques sont traités à la section «Appareillage».

Coûts d'exploitation et économies

On peut déterminer le coût énergétique du fonctionnement d'un compresseur entraîné par moteur électrique à l'aide des mesures et des calculs décrits à l'annexe E.

Une fois la puissance d'entrée du moteur déterminée, on peut utiliser l'équation suivante pour calculer le coût annuel de la consommation énergétique ($/an).

Coût énergétique annuel = Wm_i x Ce x h

où Wm_i = puissance d'entrée du moteur (kW)

Ce = coût unitaire de l'électricité ($/kWh)

h = durée de fonctionnement (h/an).

On peut évaluer le coût total de l'énergie nécessaire au fonctionnement des compresseurs équipés de *circuits de décharge* à l'aide de l'équation suivante:

Coût énergétique annuel = $[(Wm_{iL} \times h_L) + (Wm_{iu} \times h_u)] \times Ce$

où Wm_{iL}, Wm_{iu} = puissances d'entrée du moteur – chargé et sans charge (kW)

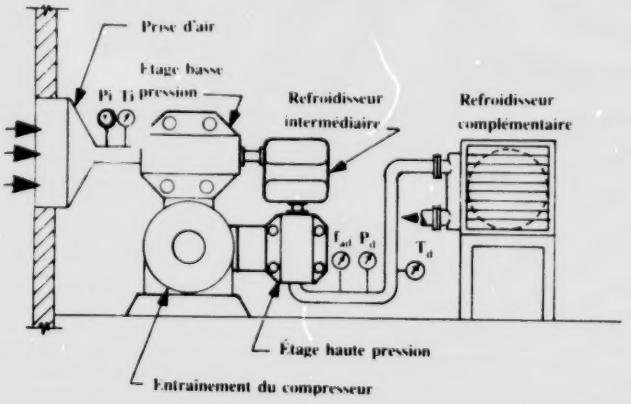
h_L, h_u = durée de fonctionnement – chargé et sans charge (h/an).

Cette équation simplifiée peut s'appliquer aux compresseurs à un étage ou aux compresseurs qui déchargent d'une façon telle qu'ils peuvent être évalués comme un compresseur à un étage.

On peut évaluer avec assez de précision les compresseurs dotés de *régulateur de vitesse variable* en calculant la consommation électrique moyenne pour la période totale de fonctionnement.

Récupération de l'énergie

Comme l'augmentation de consommation énergétique d'un compresseur est influencée par une hausse de température de l'air, tous les compresseurs sont dotés d'un système de refroidissement qui réduit la température de l'air de refoulement. Les petits compresseurs peuvent être dotés d'ailettes de dissipation de chaleur solidaires du carter, alors que dans les compresseurs multiétagés, l'air est habituellement refroidi entre les étages par un refroidisseur intermédiaire (figure 5). Dans plusieurs installations, l'air est refroidi après l'étage final grâce à un refroidisseur complémentaire.



Emplacement des composants d'un compresseur
Figure 5

Lorsque l'air comprimé est refroidi, ce qui entraîne une réduction du volume massique, de plus petits tuyaux peuvent être installés et (ou) les pertes par frottement sont réduites. On peut *récupérer la plus grande partie de l'énergie consommée pour comprimer l'air* en utilisant les refroidisseurs intermédiaire et complémentaire comme sources de chaleur pour d'autres besoins.

La table 2 donne la liste des composants d'un compresseur d'air à partir desquels l'énergie peut être récupérée. Les valeurs mentionnées représentent la quantité maximale d'énergie d'alimentation récupérable sous forme de chaleur par l'air ou l'eau de refroidissement. Il s'agit des *efficacités d'échange thermique*. On peut déterminer la quantité maximale de chaleur récupérable d'un composant de compresseur refroidi à l'air, au gaz ou au liquide, à l'aide de l'équation suivante:

$$Q_{pr} = 3{,}6 \times Wc_i \times Ef_c$$

où Q_{pr} = chaleur récupérable (MJ/h)

Ef_c = portion de l'énergie d'alimentation dégagée (total des efficacités d'échange thermique de la table 2) (en décimales)

3,6 = conversion des kW en MJ/h.

Par exemple, un compresseur dont la puissance d'entrée de l'arbre est de 38 kW est doté d'un refroidisseur intermédiaire refroidi à l'air. Selon la table 2, un compresseur et refroidisseur refroidis à l'air combinés peuvent émettre 0,50 de l'énergie d'alimentation de l'arbre. On peut calculer la quantité de chaleur récupérable comme suit:

$$Q_{pr} = 3{,}6 \times 38 \times 0{,}50$$

$$= 68{,}4 \text{ MJ/h}$$

L'énergie récupérée représente une économie lorsqu'elle est utilisée pour remplacer une source d'énergie coûteuse. Les économies sont affectées par le coût unitaire de la source d'énergie. L'annexe C donne une liste des sources d'énergie courantes et de leur pouvoir calorifique. En récupérant l'énergie calorifique représentée par Q_{pr}, on peut réaliser une économie additionnelle grâce à la charge réduite du système central de refroidissement.

On peut évaluer l'économie annuelle en énergie ($/an) réalisée par la récupération de la chaleur en remplacement de la *chaleur provenant d'un combustible*, à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Économie annuelle sur le coût de combustible} = \frac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_b}$$

où Cf = coût unitaire du combustible ($/unité)

h = durée de fonctionnement (h/an)

HHV = pouvoir calorifique du combustible (MJ/unité) (annexe C)

Ef_b = rendement du brûleur (en décimales) (si inconnu, 0,75).

On peut déterminer comme suit, l'économie annuelle ($/an) réalisée en réduisant la consommation de *vapeur* achetée:

$$\text{Économie annuelle sur le coût de vapeur} = \frac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2{,}2}$$

où Cs = coût unitaire de la vapeur ($/kg)

2,2 = énergie thermique utile approximative de la vapeur (MJ/kg).

Lorsqu'une quantité de chaleur récupérée est utilisée pour remplacer *la chaleur électrique*, on peut évaluer l'économie annuelle ($/an) comme suit:

$$\text{Économie annuelle sur l'électricité} = \frac{Q_{pr} \times Ce \times h}{3{,}6}$$

où Ce = coût unitaire de l'électricité ($/kWh)

3,6 = conversion des kWh en MJ.

On retrouve des méthodes pour calculer la quantité d'électricité économisée en réduisant la consommation énergétique des *moteurs électriques* à l'annexe E.

Dans certains cas, la chaleur dégagée par les composants d'un compresseur devient une charge pour le système central de refroidissement. On peut utiliser l'équation suivante pour calculer l'économie annuelle sur le coût énergétique ($/an) réalisée en réduisant la charge de refroidissement:

$$\text{Économie annuelle sur le coût de refroidissement} = \frac{Q_{pr} \times Cc \times Sc \times h}{1\,000}$$

où Cc = coût unitaire du refroidissement ($/unité)

Sc = consommation énergétique du système de refroidissement (unités/GJ)

1 000 = conversion des GJ en MJ.

Si l'on ne connaît pas la consommation énergétique du système de refroidissement (Sc), on peut utiliser 80 kWh/GJ pour les systèmes électriques et 0,45 kg/GJ pour les systèmes à vapeur.

Analyse énergétique d'un compresseur

L'analyse suivante est fondée sur les notions de base et les équations présentées dans les chapitres précédents.

Le débit d'air d'un compresseur à deux étages refroidi à l'eau (figure 5) d'un poste de chauffage central était de 500 L/s à une pression d'utilisation de 700 kPa (eff.). Le compresseur était doté d'une prise d'air filtrée provenant de l'extérieur et d'un refroidisseur intermédiaire refroidi à l'air. Il était entraîné électriquement par une transmission à courroies multiples en V.

L'électricien de la centrale de chauffage a recueilli les données suivantes à partir de la plaque signalétique du moteur.

Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale à pleine charge I_r	177 A
Phases	3
Puissance nominale	147 kW
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,91

Les valeurs moyennes suivantes ont été obtenues à partir de mesures.

Tension mesurée, V	579 V
Intensité mesurée, I	178 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,91

Selon les registres relatifs à divers points de mesure du compresseur, tel qu'indiqué à la figure 5, on a obtenu les valeurs moyennes suivantes:

Pression d'aspiration, P_i	−4,6 kPa (eff.) [96,725 kPa (abs.)]

Pression de refoulement, P_d 691 kPa (eff.)
[792,325 kPa (abs.)]

Débit d'air à la pression de refoulement, f_{ad} 81,9 L/s

Température d'aspiration, T_i 10,3°C (283,45 K)

Température de refoulement, T_d 99,7°C (372,85 K)

Selon les registres de l'usine, le compresseur fonctionne 2 000 h par année et le coût moyen de l'électricité est de 0,05$/kWh.

On a converti le débit d'air de refoulement en débit d'air libre équivalent (f_{as}) à l'aide de l'équation de la loi générale des gaz.

$$f_{as} = \frac{P_d \times f_{ad} \times 293,15}{T_d \times 101,325}$$

$$= \frac{792,325 \times 81,9 \times 293,15}{372,85 \times 101,325}$$

$$= 503 \text{ L/s}$$

On a déterminé la puissance de compression idéale à l'aide de l'équation suivante:

$$Wc = 0,00433 \times P_i \times f_{as} \times N \times \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{0,231}{N}} - 1 \right]$$

$$= 0,00433 \times 96,725 \times 503 \times 2 \times \left[\left(\frac{792,325}{96,725} \right)^{\frac{0,231}{2}} - 1 \right]$$

$$= 116 \text{ kW}$$

On a obtenu la puissance réelle du compresseur à l'aide de données recueillies et de mesures électriques. Les équations utilisées pour ces calculs sont expliquées à l'annexe E.

On a déterminé la charge du moteur électrique à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Rapport de charge} = \frac{I \times V \times \text{p.f.}}{I_r \times V_r \times \text{p.f.}_r}$$

$$= \frac{178 \times 579 \times 0,91}{177 \times 575 \times 0,91}$$

$$= 1,01$$

Le rapport de charge représentait une condition de service acceptable puisque certains moteurs peuvent fonctionner avec une surcharge de 15%.

Un moteur électrique dont le rapport de charge est de 1,01 aurait un rendement de 0,92, tel qu'obtenu à partir de la figure E-1. On peut alors déterminer la puissance de sortie du moteur comme suit:

$$Wm_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f. \times Ef_m}{1\,000}$$

$$= \frac{579 \times 178 \times 1{,}73 \times 0{,}91 \times 0{,}92}{1\,000}$$

$$= 149 \text{ kW}$$

Selon la table 1, la perte par transmission d'une courroie en V pour une puissance de sortie de moteur de 149 kW est de 2,8%. On peut alors calculer le rendement de l'entraînement qui en résulte:

$$Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$$

$$= 1 - \frac{2{,}8}{100}$$

$$= 0{,}97$$

On calcule ensuite la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur:

$$Wc_i = Wm_o \times Ef_d$$

$$= 149 \times 0{,}97$$

$$= 145 \text{ kW}$$

On a pu déterminé le rendement du compresseur à partir de la puissance de compression idéale et de la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur:

$$Ef_c = \frac{Wc \times 100}{Wc_i}$$

$$= \frac{116 \times 100}{145}$$

$$= 80\%$$

Si l'appareil avait été doté d'un entraînement direct, on aurait pu réduire la perte par transmission de 2,8%.

Tel que l'indique la table 2, un refroidisseur intermédiaire refroidi à l'air peut consommer environ 45% de l'énergie d'alimentation d'un compresseur. De la même façon, la table 2 indique que l'énergie thermique dégagée par un compresseur représente 4% de son énergie d'alimentation.

Portion émise de l'énergie d'alimentation dépensée, $Ef_e = 0{,}45 + 0{,}04$

$$= 0{,}49$$

On peut utiliser la chaleur récupérée du refroidisseur intermédiaire et du compresseur pour préchauffer de l'eau chaude domestique et ainsi remplacer la source de vapeur.

Quantité de chaleur récupérable, $Q_{pr} = 3{,}6 \times Wc_i \times Ef_e$

$$= 3{,}6 \times 145 \times 0{,}49$$

$$= 256 \text{ MJ/h}$$

Sachant que le coût unitaire de la vapeur (Cs) est de 22$/1 000 kg, on peut calculer l'économie annuelle réalisée comme suit:

$$\text{Économie annuelle sur la vapeur} = \frac{Q_{pr} \times Cs \times h \times Ef_b}{2,2}$$

$$= \frac{256 \times 0,022 \times 2\,000 \times 0,75}{2,2}$$

$$= 3\,840\$/\text{an}$$

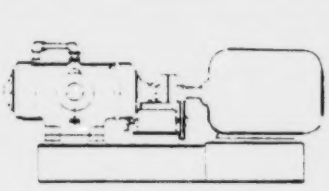
Résumé

Les moteurs électriques, les turbines et les moteurs à combustion convertissent certaines formes d'énergie en puissance mécanique pour produire de l'air comprimé. Un personnel vigilant et au courant des méthodes de gestion de l'énergie peut augmenter l'utilisation rationnelle de l'énergie utilisée par les compresseurs.

L'énergie calorifique contenue dans l'air comprimé d'un compresseur est perdue si des mesures appropriées ne sont pas élaborées pour l'utiliser de manière efficace.

On peut effectuer une analyse détaillée des compresseurs pour en évaluer la puissance d'entrée, l'échange thermique, les pertes, les coûts et les économies possibles. Les feuilles de travail 14-C1 à 14-C7 exposent des méthodes relatives à la cueillette de données et aux calculs pour faciliter l'étude des compresseurs.

APPAREILLAGE



Comme l'indique la figure 1 et tel que nous l'avons mentionné dans les Notions de base, les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs font l'objet du présent module. Les compresseurs volumétriques se subdivisent en deux catégories: les compresseurs alternatifs et rotatifs. Les turbocompresseurs se subdivisent également en deux catégories: les compresseurs centrifuges et axiaux.

Compresseurs volumétriques

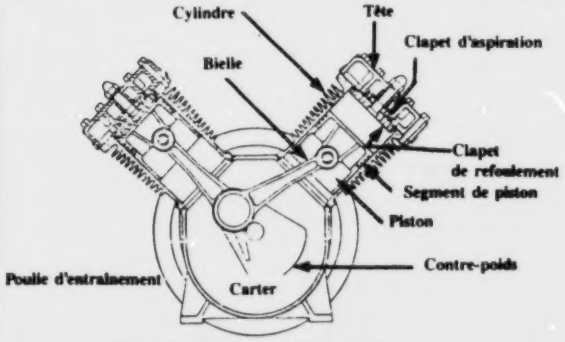
Les compresseurs volumétriques compriment l'air ou le gaz en réduisant le volume qu'il occupe dans un cylindre ou un rotor. Leur capacité est peu influencée par la pression d'utilisation.

Compresseurs alternatifs

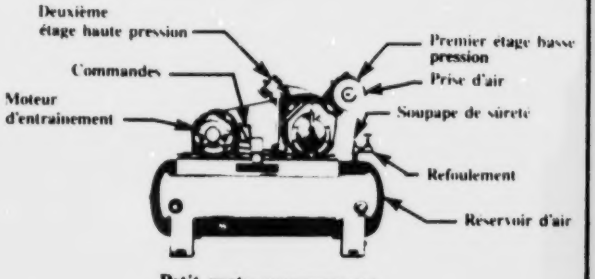
Les compresseurs alternatifs sont les compresseurs volumétriques les plus courants. La table 3 donne la liste des caractéristiques de ces appareils. Les petits compresseurs assurent un débit d'air modéré dans les garages, les usines de fabrication, les ateliers, les réservoirs pressurisés et pour la commande d'appareils de mesure et d'outils pneumatiques. Les gros compresseurs sont utilisés pour alimenter les systèmes pneumatiques d'installations industrielles, faire fonctionner de l'équipement et des machines, comme souffleurs de suie dans les chaudières et pour alimenter certains appareils de mesure. On utilise également les compresseurs alternatifs pour comprimer des gaz comme le gaz carbonique, l'hydrogène, l'azote et les réfrigérants.

L'usage des compresseurs alternatifs est très répandu parce qu'ils sont faciles d'utilisation et d'entretien, peu coûteux et compacts. Ils fonctionnent à faible vitesse, se règlent facilement et assurent un bon rendement sur toute l'échelle. Ils présentent toutefois le désavantage de générer de la chaleur interne due au frottement. De plus, comme l'action alternative entraîne des vibrations, l'assise de ce type de compresseur doit être plus solide.

En raison de sa configuration, le *compresseur à piston fourreau* (figure 6) ne peut fonctionner qu'à simple effet et ne se prête qu'à des applications de lubrification. Le piston est raccordé au vilebrequin au moyen d'une bielle et le fond du cylindre est ouvert au carter. Comme le fond du cylindre ne peut être fermé, la compression ne s'effectue qu'au-dessus du piston, rendant cet appareil *à simple effet*. L'huile de graissage dans le carter asperge les parois exposées du cylindre. Une certaine quantité de lubrifiant est ainsi transportée dans l'air de refoulement et le contamine. Les appareils à un étage peuvent être dotés de deux ou plusieurs cylindres et sont habituellement refroidis à l'air. Les machines biétagées ont tendance à être de plus grandes dimensions et sont refroidies à l'air ou à l'eau. Les compresseurs de très grande puissance sont habituellement refroidis à l'eau. La plupart des installations nécessitant un débit d'air comprimé modéré utilisent des compresseurs à simple effet. Tel que le montre la figure 7, un petit compresseur peut être monté directement sur un réservoir d'air et former un système complet doté de tuyauteries, d'organes de commande, d'une soupape de sûreté et d'un moteur.



Compresseur à piston fourreau
Figure 6



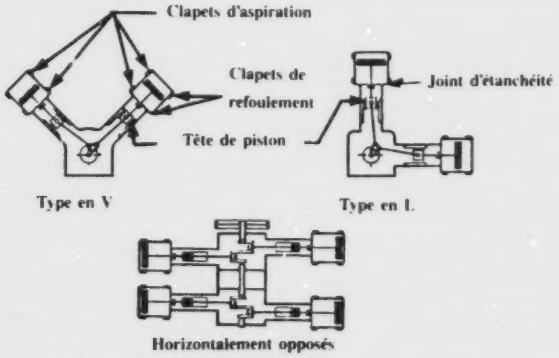
Petit moto-compresseur
Figure 7

Dans le *compresseur à tête de piston coulissante* (figure 8), une tige lie le piston à la tête qui est rattachée au vilebrequin par une bielle. La tige se déplace dans un joint étanche et permet la compression sur les deux faces du piston (à double effet). Le joint isole également le cylindre du carter. Le fonctionnement de ces compresseurs est toujours à double effet; ceux-ci peuvent être à un étage ou multiétagés. Comme le piston est isolé, ces machines sont offertes avec ou sans graissage à l'huile. Le modèle sans graissage comporte des matériaux ou des enduits autolubrifiants sur le piston, les parois du cylindre et les segments de piston. L'air doit souvent être exempt d'huile dans certaines applications industrielles spéciales et lorsqu'il s'agit d'alimenter des appareils pneumatiques commerciaux et les hôpitaux. La configuration de ces compresseurs peut être verticale, verticale en V, verticale en L ou horizontale; et sont offerts dans une vaste gamme de capacités et de pressions. La pression de refoulement des compresseurs horizontaux multiétagés peut atteindre 60 MPa (eff.). Les compresseurs peuvent être refroidis à l'air ou à l'eau quoique les gros appareils sont habituellement refroidis à l'eau.

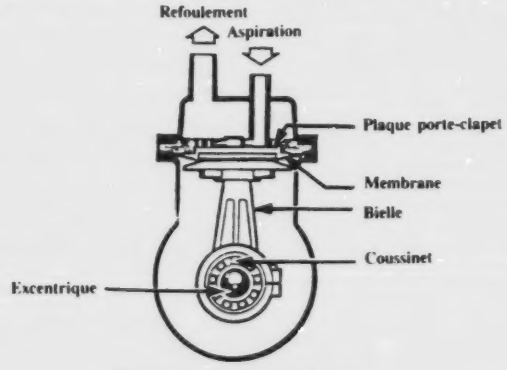
Dans une version modifiée du compresseur à tête de piston coulissante, on retrouve un labyrinthe. Les anneaux d'étanchéité sont remplacés par des rainures concentriques creusées sur le piston et dans les parois du cylindre. Quoique le taux de fuite au-delà du piston soit très élevé, l'air piégé dans les rainures sépare les surfaces de contact et réduit au minimum le frottement du piston. Ce modèle assure un débit d'air de refoulement pur mais à rendement réduit.

Un *compresseur à membrane* est doté d'une membrane souple qui agit de la même façon qu'un piston. Dans le modèle le plus courant (figure 9), la bielle est fixée à un bloc ou à un piston relié à la membrane. Dans un autre modèle, le piston est séparé de la membrane par une chambre remplie de fluide qui déplace cette dernière hydrauliquement. Comme la membrane est tout à fait isolée, ce type de compresseur assure un débit d'air exempt d'huile.

Les compresseurs à membrane sont habituellement peu coûteux, légers, compacts, de conception simple et d'entretien facile. Comme le frottement interne est minime, l'air de refoulement frais est refoulé presque sans bruit. Le compresseur à membrane peut tolérer un air impur puisque celui-ci n'entre pas en contact avec le piston.



Compresseurs à tête de piston coulissante
Figure 8



Compresseur à membrane
Figure 9

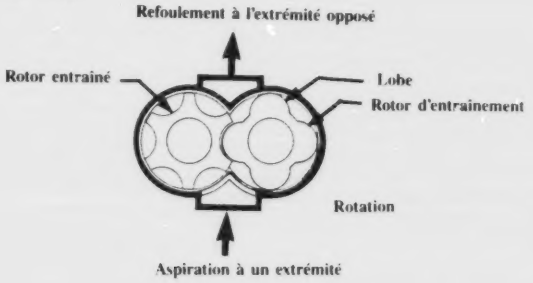
Compresseurs rotatifs

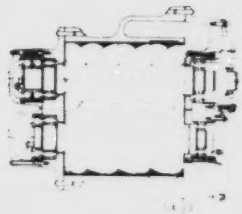
Les compresseurs rotatifs sont maintenant utilisés dans des applications qui nécessitaient auparavant l'utilisation d'un compresseur volumétrique. Les *compresseurs volumétriques* rotatifs peuvent être couplés directement aux moteurs d'entraînement et fonctionner à haute vitesse. Dans l'ensemble, leur poids, leurs dimensions et la mise de fonds sont habituellement inférieurs à ceux des compresseurs alternatifs puisqu'ils ne comportent ni clapet d'aspiration, ni clapet de refoulement et que les forces mécaniques sont équilibrées. Ces machines fonctionnent très bien à pleine charge et assurent un moins bon rendement à faible charge. En effet, leur rendement est faible lorsque la charge est partielle à cause des fuites entre les surfaces de contact. La table 4 donne la liste des capacités, des pressions et des dimensions des moteurs d'entraînement de ces compresseurs.

Le *compresseur à vis* (figure 10) comporte une vis d'entraînement avec quatre lobes et un rotor entraîné muni de six alvéoles dans lesquelles s'ajustent les lobes. L'air d'alimentation est emprisonné dans les alvéoles mobiles entre les rotors et le carter, et la compression s'effectue lorsque les cavités atteignent l'orifice de refoulement. Dans certains modèles, des engrenages entraînent les deux rotors pour que ceux-ci n'entrent pas en contact. La chaleur dégagée par le frottement à l'intérieur du compresseur est ainsi réduite et le fonctionnement s'effectue sans huile. Ces compresseurs sont d'usage courant pour un débit de 150 à 1 000 L/s; ils sont refroidis à l'air ou à l'eau. Les avantages qu'offrent ces compresseurs rotatifs à vis comprennent la fiabilité, une mise de fonds et des coûts d'exploitation relativement peu élevés, un bon rendement à pleine charge et une tolérance à l'air impur.

Ces machines sont utilisées aux mêmes fins que les machines alternatives de taille moyenne.

- Alimentation en air d'usines.
- Alimentation d'appareils de mesure et de commande.
- Procédés chimiques et de raffinage d'huile.
- Séchage à vide.
- Transport pneumatique.
- Ventilation de mines et de tunnels.
- Production de neige.
- Soufflage de suie.

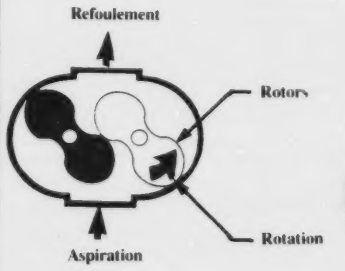




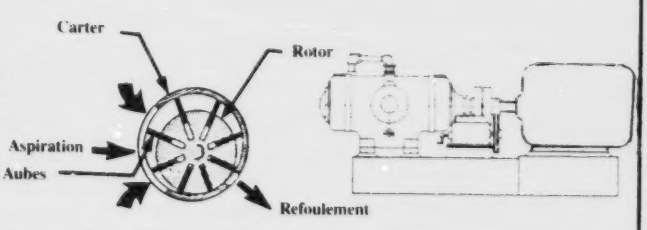
Compresseur rotatif à vis
Figure 10

Les *compresseurs d'air de type à lobes* (figure 11), quelquefois appelés turbosouffleurs, sont utilisés dans les applications basse pression. Le rotor entraîné par engrenage transfère l'air de l'orifice d'aspiration à l'orifice de refoulement où il est comprimé vers la conduite de refoulement. Les compresseurs à lobes offrent les avantages suivants: rendement volumétrique élevé, faible frottement mécanique et faible taux de vibrations. Grâce à leurs caractéristiques volumétriques, ils se prêtent à la mesure des débits. Comme les rotors sont entraînés par engrenage et ne se touchent pas, aucun refroidissement ni graissage n'est requis et le fonctionnement s'effectue sans huile. Ce type de compresseur est utilisé pour la manutention des matériaux, l'aération et comme surpresseur d'air sur un moteur à combustion interne.

Le *compresseur à palettes* (figure 12) est doté d'un rotor solide monté excentriquement à l'intérieur d'un carter circulaire. À mesure que tourne le rotor, de minces palettes ou aubes s'introduisent et sortent des fentes du rotor assurant l'étanchéité du carter. À cause de la position excentrique du rotor, l'air est aspiré dans la chambre, comprimé puis refoulé par la variation de volume des espaces entre les aubes. Le compresseur est refroidi à l'air, à l'eau ou à l'huile. Les machines refroidies à l'huile transfèrent l'énergie thermique de l'huile de graissage à l'air ou à l'eau par le biais d'un échangeur de chaleur. Les compresseurs dont la puissance est inférieure à 1 kW peuvent fonctionner sans huile car ils sont dotés d'aubes autolubrifiantes au carbone ou fibreuses. Ils ont l'avantage de pouvoir être entraînés directement et les forces sont équilibrées (faible taux de vibrations). Les désavantages sont les suivants: faible rendement, consommation élevée d'huile de graissage et mauvais réglage de la capacité à un étage. Ils sont généralement utilisés pour l'alimentation en air de systèmes centraux et d'appareils de mesure.



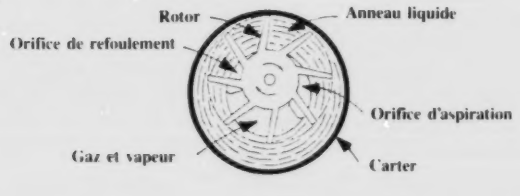
Compresseur à lobes
Figure 11

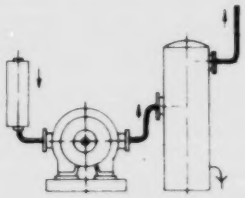


Compresseur à palettes
Figure 12

Le *compresseur à anneau liquide* (figure 13) comprend un rotor à aubes multiples monté excentriquement à l'intérieur d'un carter circulaire partiellement rempli de liquide. À mesure que tourne le rotor, le liquide est projeté vers l'extérieur sous l'action de la force centrifuge et forme ainsi un anneau de liquide. À cause de la position excentrique de cet anneau, les espaces dans le rotor se remplissent de liquide puis se vident à mesure que tournent les aubes. Le cycle continuel de remplissage et de vidage produit un effet de pompage et entraîne l'aspiration et le refoulement de l'air ou du gaz.

Les compresseurs à anneau liquide se combinent aux systèmes centraux d'air comprimé et à vide d'hôpitaux, de laboratoires, d'écoles et de certaines installations industrielles. Lorsqu'elles sont utilisées comme pompe à vide, ces machines peuvent aspirer de l'eau et autres liquides ainsi que des rebuts mous. Lorsqu'elles sont utilisées comme compresseur, elles peuvent filtrer la poussière et les bactéries contenues dans l'air sans ajouter de l'huile ou d'autres contaminants. Comme le liquide est recirculé à l'extérieur du carter, il peut refroidir l'air pendant le cycle de compression. Les compresseurs à anneau liquide sont à faible rendement, ne peuvent fonctionner qu'à une faible pression de refoulement (table 4) et doivent être dotés s'accessoires pour manipuler le liquide servant à l'étanchéité.





Compresseur à anneau liquide
Figure 13

Turbocompresseurs

Les turbocompresseurs sont surtout utilisés dans les grandes installations industrielles et pour certaines applications spécialisées comme la compression de l'air d'admission d'une turbine. La table 5 donne une liste des caractéristiques courantes de ces compresseurs.

Compresseurs centrifuges

Dans un compresseur centrifuge (figure 14), le parcours de l'air s'effectue radialement à partir des roues, et l'air passe à travers des diffuseurs d'un étage à l'autre avant d'être refoulé. L'air peut être refroidi efficacement entre les étages en refroidissant le carter: on obtient ainsi une compression presque idéale à chaque étage. Sauf pour les compresseurs de très grandes dimensions, le rendement global des compresseurs centrifuges est inférieur à celui des compresseurs volumétriques à cause de la perte d'énergie importante dans les diffuseurs. Les compresseurs centrifuges fournissent une pression de refoulement constante pour une vaste gamme de débit d'air. Le refroidissement entre les étages des compresseurs centrifuges est en général assuré par la circulation de l'eau dans le carter. Les appareils dont le refoulement est inférieur à 400 kPa (eff.) ne nécessitent habituellement pas de refroidissement.

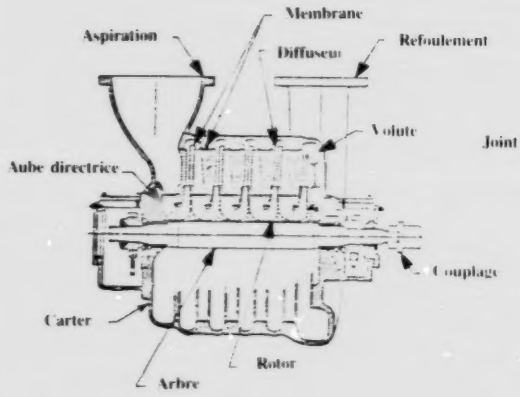
Les compresseurs centrifuges fonctionnent à haute vitesse et la plupart des machines commerciales fonctionnent à environ 20 000 tours par minute (tr/min). On peut obtenir des vitesses de 100 000 tr/min dans les industries aéro-nautique et aérospatiale.

Les avantages des compresseurs centrifuges deviennent évidents lorsque les débits dépassent 1 200 L/s. Les principaux avantages de ces compresseurs sont les suivants: grande capacité, faible taux de vibrations, compacité, refoulement d'air sans huile et une capacité maximum inhérente à chaque machine. Les principaux désavantages comprennent la nécessité d'installer un multiplicateur de vitesse (s'il n'est pas entraîné par turbine), le faible jeu entre les pièces et le coût élevé de l'entretien.

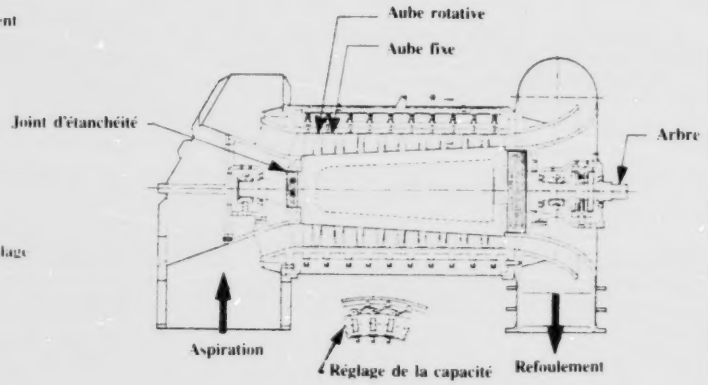
Compresseurs axiaux

Le parcours de l'air dans un compresseur axial (figure 15) est parallèlle à l'arbre et s'effectue par le biais de couronnes d'aubes mobiles et fixes. La hausse de pression dans un étage ou à travers les aubes rotatives est restreinte parce qu'il est difficile de refroidir l'air à l'intérieur du carter. Pour refouler l'air aux mêmes conditions que celles d'un compresseur centrifuge, la vitesse d'un compresseur axial doit être de 25% supérieure.

Les principaux avantages d'un compresseur axial comprennent une mise de fonds et des coûts d'exploitation mois élevés pour des débits dépassant 65 000 L/s et un air de refoulement exempt d'huile. Il faut toutefois que la demande en air soit relativement constante et très rapprochée de l'échelle de service pour que le compresseur assure un fonctionnement stable. Ces machines sont utilisées pour l'alimentation en air de combustion des turbines à gaz et des hauts-fourneaux d'aciéries.



Compresseur centrifuge
Figure 14



Compresseur axial
Figure 15

Réservoirs d'air

Un réservoir d'air est très utile dans les usines où la demande en air n'est pas constante et où le compresseur d'air n'est pas utilisé à son maximum en tout temps. Un réservoir d'air permet de dimensionner les compresseurs en fonction de la charge moyenne de l'usine et les pointes de charge sont alors compensées par l'air emmagasiné. Le réservoir d'air empêche le pompage du compresseur et assure le fonctionnement de ce dernier à haut rendement pour de plus longues périodes. De plus, il amortit les coups de bélier dus aux variations de charge ou aux pulsations dans les conduites d'air produites par les compresseurs volumétriques. On doit quelquefois utiliser plus d'un réservoir lorsque les tuyaux sont très longs ou lorsque l'utilisation de l'air est grande ou irrégulière. Les pertes de chaleur du réservoir permettent un refroidissement partiel de l'air comprimé et entraîne l'accumulation de gouttelettes d'eau de condensat et d'huile. Le motocompresseur et réservoir d'air combinés de la figure 7 permettent l'utilisation d'un compresseur à capacité fixe peu coûteux sur un système dont la consommation d'air est variable.

Lorsqu'on installe un réservoir d'air bien dimensionné dans un système de compresseurs multiples, on peut réduire le fonctionnement d'un certain nombre de compresseurs à un moment donné pour réduire la prime de puissance tout en réalisant des économies sur les coûts d'exploitation.

Réglage des compresseurs

Il existe trois méthodes principales de réglage de la capacité d'un compresseur lorsque l'utilisation à pleine capacité n'est pas requise.

Le *réglage à vitesse constante* assure le fonctionnement continuel du compresseur tout en variant sa capacité à l'aide d'un ou de plusieurs *circuits de décharge*. La plupart des gros compresseurs sont réglés de cette façon puisque les gros moteurs électriques d'entraînement ne peuvent tolérer des démarrages répétés.

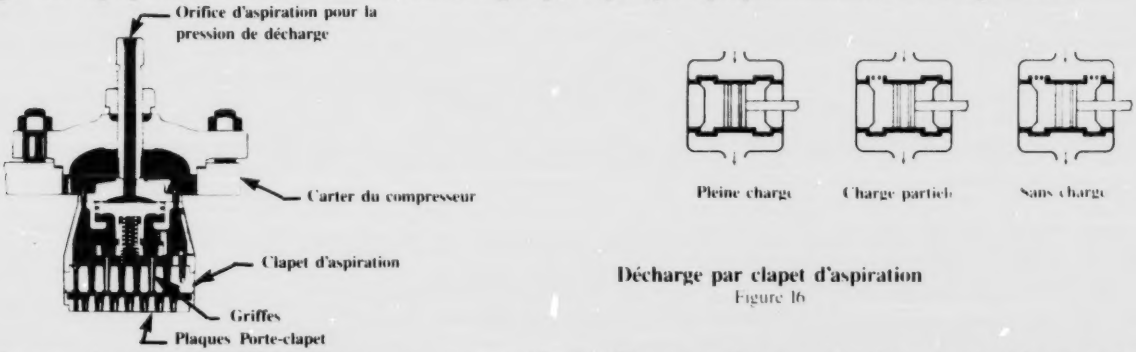
Le *réglage par arrêt et départ* est habituellement accompli par un manostat qui commande le démarrage et l'arrêt du compresseur. Il s'agit de la méthode la plus courante utilisée sur les petits compresseurs qui refoulent l'air à un réservoir. Certains gros compresseurs sont réglés par des dispositifs d'arrêt et départ lorsque leur capacité dépasse le double de la demande en air.

Le *réglage à double action* combine les deux méthodes précédentes et permet l'un ou l'autre réglage en fonction des conditions de service. La sélection peut s'effectuer manuellement ou automatiquement.

Circuits de décharge des compresseurs

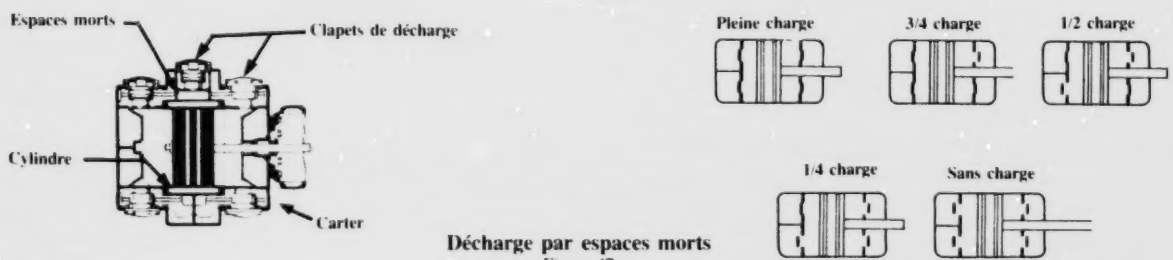
Les circuits de décharge d'un compresseur diminuent la puissance en réduisant la capacité volumétrique interne du compresseur. Ces circuits sont combinés au système de commande du moteur et assurent le réglage du volume tout en économisant de l'énergie.

Lorsque la décharge s'effectue par *clapet d'aspiration* (figure 16), des griffes forcent l'ouverture du clapet d'aspiration lorsque la demande en air est réduite. L'étage d'un compresseur alternatif doté de deux clapets d'aspiration peut se décharger progressivement pour assurer une régulation à trois étages: pleine charge, demi-charge et sans charge. Ce réglage assure une consommation énergétique à peu près proportionnelle à la charge réduite.



Décharge par clapet d'aspiration
Figure 16

Lorsque la décharge s'effectue *par espaces morts* (figure 17), un ou plusieurs clapets raccordent les chambres de cylindres aux espaces morts internes du carter. Lorsque les clapets s'ouvrent, le volume du cylindre augmente ce qui, par le fait même, diminue le rendement volumétrique et la capacité du compresseur à refouler l'air. Cette méthode de décharge peut comprendre plusieurs étages quoique la consommation énergétique demeure relativement élevée pendant la décharge.



Décharge par espaces morts
Figure 17

Le système de *réglage par étranglement à l'aspiration* est doté d'un clapet variable ou d'aubes directrices à l'aspiration (selon le compresseur) (figure 18). La fermeture du clapet réduit le débit d'air. Cette méthode augmente le rapport pression/volume et entraîne une consommation assez élevée d'énergie lorsque le compresseur est sans charge.

Le *réglage par dérivation* et *réglage par purge* permet au compresseur de continuer à refouler l'air, et l'excédent est soit renvoyé à l'aspiration, soit évacué à l'air libre. Ces systèmes ne réduisent pas la consommation énergétique lorsque le compresseur fonctionne à charge partielle. Non seulement il y a forte consommation d'énergie, mais lorsque le réglage s'effectue par renvoi d'aspiration, une plus grande quantité d'énergie calorifique doit également être extraite de l'air.

Aubes directrices réglables à l'aspiration — Vanne-papillon manuelle — Déchargeur à l'aspiration d'un compresseur à palettes

Dispositifs de décharge d'un compresseur
Figure 18

Refroidisseurs intermédiaire et complémentaire

Les *refroidisseurs intermédiaires* installés entre les étages d'un compresseur multiétagé réduisent la température de l'air et augmentent ainsi le rendement des étages suivantes. Les *refroidisseurs complémentaires* réduisent la température de l'air comprimé à l'échappement et diminuent la teneur en humidité de l'air. De plus, ils augmentent la densité de l'air ce qui réduit le débit volumétrique et par conséquent, la perte de charge dans le réseau de tuyauteries.

Les refroidisseurs intermédiaire et complémentaire peuvent être refroidis à l'air ou à l'eau. Des refroidisseurs complémentaires dotés d'un système frigorifique sont également offerts pour les systèmes exigeant un air comprimé très sec. La figure 5 illustre une configuration type d'un compresseur biétagé doté de refroidisseurs intermédiaire et complémentaire refroidis à l'air.

Composants du système

Le rendement de certains composants de système et de procédé affecte beaucoup le rendement du compresseur. Les caractéristiques de fonctionnement des filtres et des tamis d'admission d'air peuvent varier sensiblement à cause du colmatage dû à la poussière et autres particules qui contaminent l'air. Voilà pourquoi on doit tenir compte de ces composants lors de l'évaluation d'un système de compression.

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Les Possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'utiliser rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités types sont données, exemples concrets à l'appui, sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation. Le chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les possibilités relatives aux compresseurs. Il est toutefois destiné à stimuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche d'autres possibilités qu'offrent leur installation. Il faut tenir compte d'autres modules de la présente série pour identifier les possibilités de gestion de l'énergie applicables à d'autres types d'équipements et de systèmes.

Possibilités de maintenance

Les Possibilités de maintenance sont des initiatives d'économie d'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici quelques exemples:

1. Vérifier les fuites des systèmes pneumatiques.
2. Vérifier le fonctionnement des refroidisseurs des systèmes de compression d'air et nettoyer régulièrement les surfaces d'échange thermique.
3. Alimenter les compresseurs avec l'air le plus froid possible.
4. Mettre en application un programme d'inspection et d'entretien planifié pour minimiser les pannes des composants du système.
5. Régler le taux de bruits et de vibrations des compresseurs pour assurer un fonctionnement uniforme et efficace.
6. Vérifier et régler les entraînements régulièrement pour s'assurer que les courroies sont bien tendues et les poulies et les couplages bien alignés.
7. Arrêter les compresseurs lorsque il n'y a pas de demande en air comprimé provenant de l'usine ou des procédés.
8. Nettoyer ou remplacer régulièrement les filtres d'admission d'air du compresseur pour empêcher l'usure prématurée des composants mobiles et la restriction du débit d'air.
9. Régler les systèmes de commande de manière qu'ils fonctionnent aux plus bas niveaux de pression et de débit possibles.

Exemples concrets de maintenance

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent aux titres déjà cités.

1. Vérifier les fuites des systèmes pneumatiques

On peut réduire l'énergie nécessaire à la compression de l'air en réparant les fuites des robinets d'arrêt, des tiges de clapets, des raccords de tuyaux et des tuyaux endommagés. Même si les fuites ne sont pas importantes, ne dégagent pas d'odeur ou ne présentent aucun danger apparent, elles doivent faire l'objet d'une attention immédiate. Les économies réalisées en réduisant les fuites d'un système pneumatique sont traitées dans le module 12 intitulé «Système de distribution d'eau et d'air comprimé».

2. Maximiser le rendement du refroidisseur

Les refroidisseurs intégrés aux compresseurs d'air doivent être gardés propres et alimentés adéquatement en eau ou en air pour assurer un rendement maximal. De l'air refroidi non filtré ou aspiré à travers de mauvais filtres peut encrasser les passages du refroidisseur et les pales du ventilateur. Une eau de refroidissement contaminée peut encrasser les surfaces de l'échangeur de chaleur et accumuler des dépôts à l'intérieur du réseau de distribution. L'air pollué, l'eau condensée et les vapeurs d'huile peuvent encrasser le côté air comprimé du compresseur. Pour parer à cette situation, les activités suivantes devraient faire partie du programme d'entretien du compresseur.

- Nettoyer et remplacer les filtres, selon les recommandations du fournisseur ou lorsque la perte de charge dépasse une certaine limite.

- Vérifier l'étanchéité des filtres.
- Faire fonctionner les ventilateurs de refroidissement et les pompes de circulation lorsque le compresseur est en service et s'assurer qu'il y a un débit de l'eau de refroidissement.
- Enlever toute obstruction dans les passages d'air.
- Vérifier si l'eau de refroidissement est contaminée.
- Vérifier l'efficacité de fonctionnement de l'appareil en mesurant les paramètres de service et en les comparant aux conditions nominales.

3. Alimenter les compresseurs en air froid

Comme nous l'avons mentionné dans les Notions de base, le cycle de compression consomme moins d'énergie lorsque l'air aspiré est froid.

Lorsque l'air est prélevé à l'intérieur de l'usine, il faut fermer les portes des zones chaudes de l'usine, fermer tout éclairage inutile autour des compresseurs, réduire la température ambiante dans la station de compression et ouvrir les fenêtres pour permettre l'aspiration de l'air extérieur lorsque la température est au-dessus du point de congélation.

4. Mettre en application un programme d'entretien

Le programme d'entretien doit répondre aux exigences particulières de l'installation. Le programme pourrait comprendre les activités suivantes.

- Quotidiennement: surveiller les bruits, les vibrations, le niveau de l'huile de graissage et la température, les divers joints et raccords, les fuites, l'équipement auxiliaire et faire la lecture des jauges et des appareils de mesure.
- Mensuellement: vérifier les tamis et les filtres d'admission d'air, vérifier si l'huile de graissage n'est pas contaminée, graisser les raccords appropriés, vérifier le système de décharge, remplacer les filtres à l'huile, examiner les couplages d'arbre, vérifier si tous les raccords et les boulons exposés sont bien serrés et vérifier l'état de l'équipement auxiliaire.
- Annuellement: régler tous les appareils de mesure, vérifier le rendement du compresseur et le réparer au besoin, vérifier en profondeur tout l'équipement auxiliaire et nettoyer, examiner et lubrifier tous les paliers accessibles.

5. Régler les taux de bruits et de vibrations

Plusieurs facteurs augmentent les taux de bruits et de vibrations:

- Composants usés, comme les segments de piston, les clapets, les engrenages, les accouplements et les roues.
- Mauvais paliers et coussinets.
- Graissage inapproprié.
- Refroidissement inapproprié.
- Composants encrassés.

En analysant les caractéristiques d'une vibration anormale, on peut souvent identifier la source du problème et prendre les mesures correctives avant que le rendement du compresseur ne soit affecté.

6. Vérifier les poulies et les entraînements

Les entraînements d'un compresseur, y compris les courroies et les couplages, assurent un long service lorsqu'ils se prêtent bien à l'application et font l'objet d'un bon entretien. Les activités d'entretien suivantes doivent être effectuées régulièrement.

- Corriger l'alignement des poulies et des couplages.
- Corriger la tension des courroies.
- Lubrifier les appareils au besoin.
- Remplacer ou réparer les courroies, les chaînes, les poulies, les pignons, les embrayages, les clavettes d'entraînement et les couplages endommagés.

Il faut porter une attention particulière à la tension des courroies sinon elles peuvent glisser, grincer, ralentir le compresseur et s'user plus rapidement. De plus, les poulies, les paliers, les arbres et le moteur s'échauffent et par conséquent, gaspillent de l'énergie. Les courroies doivent être tendues selon les recommandations du constructeur et réglées de nouveau après les 48 premières heures de fonctionnement. Lorsque les courroies sont trop tendues, le compresseur et les paliers du moteur s'usent plus rapidement et les pertes par transmission augmentent. Certains manuels et catalogues publiés par des fournisseurs expliquent la bonne méthode pour tendre les courroies et les chaînes.

7. Arrêter les compresseurs

Un compresseur d'air entraîné par un moteur électrique de 75 kW et installé dans une usine de fabrication fonctionne 12 heures par jour, 250 jours par année. On a décidé d'arrêter le compresseur périodiquement puisque ce dernier fonctionnait sans charge une heure par jour, soit 250 heures par année.

Alors que le compresseur fonctionnait sans charge, l'électricien de l'usine a relevé les informations suivantes.

Phases	3
Tension mesurée, V	575 V
Intensité mesurée, I	23 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,71

Selon les factures d'électricité de l'usine, le coût de l'électricité s'élève à 0,05$/kWh.

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a obtenu une économie annuelle de 203$ en arrêtant le compresseur.

8. Nettoyer et remplacer les filtres d'admission d'air

Des filtres d'admission d'air propres et efficaces sont essentiels à la fiabilité d'un compresseur. Toute infiltration de poussières et autres impuretés dans le compresseur peut encrasser les clapets, gripper les cylindres et user prématurément les segments de piston, les paliers, les joints et autres surfaces de contact.

De plus, les filtres colmatés réduisent le débit de l'air d'admission et augmentent la consommation énergétique du compresseur. Le nettoyage et le remplacement réguliers de ces filtres réduisent la perte de charge à l'aspiration et économisent de l'énergie. Se référer à l'exemple 2 des Exemples concrets d'amélioration de coût modique pour calculer les économies possibles.

9. Réduire la pression de service

Comme la puissance d'entrée d'un compresseur est directement proportionnelle à la pression de service, on peut économiser de l'énergie en faisant fonctionner le compresseur à la plus basse pression possible.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les Possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples:

1. Modifier ou relocaliser les prises d'air à des endroits plus frais.
2. Modifier ou remplacer les composants par des appareils plus efficaces, comme des filtres à faible perte de charge ou des tuyauteries de plus grand diamètre.
3. Installer des régulateurs de débit sur les échangeurs de chaleur des refroidissesurs pour assurer la stabilité des températures de service et éviter les débits d'eau inutiles.
4. Installer un manostat ou une minuterie qui assurent l'arrêt des compresseurs lorsque l'installation ne demande plus d'air comprimé.

Exemples concrets d'amélioration de coût modique

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent aux types déjà cités.

1. Relocaliser les prises d'air

La prise d'air d'un compresseur alternatif biétagé d'une usine de fabrication de voitures était installée dans la salle des compresseurs d'où la température moyenne de l'air ambiant était de 25°C (298,15 K). Pour économiser de l'énergie, une gaine pouvait être installée pour amener l'air extérieur. On a déterminé que la perte de charge globale de 1,35 kPa entre l'extérieur et la bride d'aspiration du compresseur résulterait en une pression d'aspiration nette corrigée (P_{i2}) de 99,98 kPa (abs.).

La température extérieure moyenne annuelle est de 12°C (285,15 K). Selon un électricien, le moteur d'entraînement de 150 kW consommait 164 kW en service normal. Les registres de l'usine relatifs au compresseur mentionnaient les données suivantes.

Pression d'aspiration initiale, P_{il}	101,30 kPa (abs.)
Pression de refoulement, P_d	793 kPa (abs.)
Durée de fonctionnement, h	4 000 h/an
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh

La feuille de travail 14-C1 a servi pour calculer les effets d'une température réduite à l'aspiration. On a obtenu une puissance d'entrée corrigée du moteur de 157 kW et des économies annuelles de 1 400$.

La puissance de sortie corrigée du moteur (Wm_{i2}) obtenue de la feuille de travail 14-C1 a ensuite servie (Wm_{i1}) dans la feuille de travail 14-C2 pour calculer l'effet additionnel de la nouvelle pression d'aspiration. On a obtenu une augmentation de 200$/an sur le coût énergétique.

Les économies d'énergie annuelles ont été établies à 1 400$ − 200$ = 1 200$.

On a évalué à 2 830$, le coût de l'installation d'un système d'admission d'air extérieur.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{2\,830\$}{1\,200\$}$$

$$= 2{,}4 \text{ ans}$$

2. Installer des filtres à faible perte de charge

La pression d'utilisation d'un compresseur rotatif à vis à un étage ayant un débit de 250 L/s aux conditions d'air libre, était de 860 kPa (eff.) [961,325 kPa (abs.)]. Il était doté d'un filtre d'admission d'air dont la perte de charge était de 3 kPa pour une pression d'aspiration initiale (P_{i1}) de 98,325 kPa (abs.). À l'aide de catalogues, le superviseur de l'équipe d'entretien a choisi un filtre de rechange acceptable dont la résistance nominale était de 1 kPa pour une pression d'aspiration corrigée (P_{i2}) de 100,325 kPa (abs.). Le moteur électrique était directement raccordé au compresseur.

Le superviseur a obtenu les données suivantes aux conditions de service nominales.

Tension mesurée, V	580 V
Intensité mesurée, I	141 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,88
Phases	3
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh
Durée de fonctionnement, h	4 022 h/an

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a obtenu une puissance d'entrée initiale du moteur de 125 kW.
À l'aide de la feuille de travail 14-C2, on a obtenu une économie d'énergie annuelle de 201$.
On a évalué à 728$, l'installation des filtres à faible perte de charge.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{728\$}{201\$}$$

$$= 3{,}6 \text{ ans}$$

3. Réduire le débit d'eau du système de refroidissement

Dans la station de compression d'une usine, six compresseurs refroidis à l'eau étaient alimentés en eau de refroidissement d'un débit de 1,2 L/s. Après avoir consulté le fournisseur du compresseur, on a opté pour l'installation d'une vanne de réglage sur la conduite de refroidissement de chaque compresseur pour réduire le débit de 25%, soit de 0,3 L/s. L'opérateur de l'usine a obtenu les données suivantes à partir de registres déjà existants.

Coût unitaire de l'eau, Cw	0,20$/m^3
Durée de fontionnement, h	3 120 h/an

À l'aide de la feuille de travail 14-C3, on a obtenu une économie annuelle totale de 674$. On a évalué à 1 500$, l'ajout des six vannes de réglage.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,500\$}{674\$}$$

$$= 2{,}2 \text{ ans}$$

4. Arrêter le fonctionnement des compresseurs

Un compresseur d'air de 75 kW fonctionnait 3 120 heures par année. Pendant le lunch et les pauses-café, il fonctionnait sans charge. L'ingénieur de l'usine a suggéré d'installer une minuterie pour arrêter le compresseur pendant les périodes de pause et ainsi réduire le temps de fonctionnement de 390 heures par année.

L'électricien de l'usine a relevé les mesures suivantes relatives au moteur d'entraînement triphasé alors que le compresseur fonctionnait sans charge.

Tension mesurée, V	582 V
Intensité mesurée, I	22 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,72

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a obtenu une économie annuelle de 310$ en arrêtant le fonctionnement du compresseur, basée sur le coût unitaire de l'électricité de 0,05$/kWh.

On a évalué à 862$, le coût de l'installation de la minuterie et de son câblage électrique.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{862\$}{310\$}$$

$$= 2{,}8 \text{ ans}$$

Possibilités de rénovation

Les Possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important. Plusieurs possibilités de cette catégorie doivent faire l'objet d'une analyse approfondie effectuée par un spécialiste et ne font pas l'objet du présent module. Certaines possibilités sont appuyées d'exemples concrets alors que d'autres ne font l'objet que d'un commentaire. En voici des exemples:

1. Installer un système de récupération de chaleur pour extraire la chaleur de l'eau de refroidissement du compresseur et la réutiliser ailleurs dans l'usine. Les échangeurs de chaleur fluide-fluide et les serpentins à eau chaude des conditionneurs d'air en sont des exemples.
2. Installer des enceintes autour des compresseurs pour capter et évacuer directement à l'extérieur l'air chaud ou humide indésirable. S'il est impossible d'installer des enceintes, relocaliser les compresseurs dans des endroits isolés dotés de systèmes de refroidissement distincts.

3. S'il y a possibilité, utiliser l'air chaud des compresseurs pour réduire les charges de chauffage du bâtiment. L'air chaud peut alimenter des rideaux d'air aux quais de chargement et des systèmes d'air d'appoint. Lorsque l'air chaud ne peut être utilisé directement, installer des échangeurs air-air.
4. Remplacer les compresseurs d'air par des turbosouffleurs lorsque la demande en air est à basse pression.
5. Remplacer les compresseurs d'air à un étage par des compresseurs biétagés à rendement supérieur.
6. Installer des refroidisseurs complémentaires refroidis à l'air en série avec des appareils refroidis à l'eau pour alléger la charge du système central de chauffage et réduire l'alimentation en eau de refroidissement.
7. Installer un régulateur de vitesse variable sur le moteur du compresseur pour optimiser la consommation énergétique tout en satisfaisant la demande en air comprimé.
8. Remplacer le système central de compresseurs d'air et son réseau de distribution par plusieurs compresseurs localisés près des points d'utilisation.
9. Installer un système de gestion d'énergie à microproccesseur.
10. Installer un réservoir d'air pour assurer le rendement maximal du compresseur même lorsque les charges varient.

Exemples concrets de rénovation

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent à ceux des titres déjà cités.

1. Récupérer la chaleur de l'eau de refroidissement

Un compresseur d'air alternatif à trois étages d'une usine de procédés était entraîné par moteur électrique par le biais d'un réducteur de vitesse. L'eau de refroidissement était évacuée après avoir refroidi le compresseur et le refroidisseur intermédiaire. Il y avait possibilité d'utiliser l'énergie thermique de l'eau de refroidissement pour réduire la consommation du mazout n° 2 nécessaire au chauffage des procédés.

Le personnel d'entretien de l'usine a recueilli les valeurs enregistrées et mesurées suivantes pour fins d'analyse.

Puissance électrique du moteur selon la plaque signalétique	450 kW
Phases	3
Tension nominale, V_r	2 300 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	127 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,92
Tension mesurée, V	2 334 V
Intensité mesurée, I	121 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,92
Rendement nominal du moteur (plaque signalétique) Ef_{mr}	0,95
Coût unitaire du combustible (mazout n° 2), Cf	0,40$/L
Durée de fonctionnement, h	4 480 h/an

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a établi à 427 kW, la puissance de sortie de l'arbre du moteur. Comme le compresseur était entraîné par un réducteur d'engrenage, on a calculé la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur à l'aide de la feuille de travail 14-C4 et obtenu 417 kW.

À l'aide de la feuille de travail 14-C5, on a établi à 44 537$, les possibilités d'économie annuelles de combustible.

On a évalué à 19 600$, le coût total des travaux de rénovation, y compris l'achat de la tuyauterie, de l'échangeur de chaleur, de l'équipement électrique, des organes de commande et des dispositifs de sécurité.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{19\ 600\$}{44\ 537\$}$$

$$= 0{,}44 \text{ an (5 mois)}$$

2. Isoler les compresseurs

La chaleur d'un compresseur refroidi à l'air, y compris le refroidisseur intermédiaire et le moteur, était évacuée directement dans le bâtiment. Par conséquent, l'air de ce dernier devait être refroidi 1 200 heures de plus par année pour compenser le gain de chaleur. On s'est aperçu qu'on pouvait réduire les coûts énergétiques de refroidissement en recouvrant le compresseur pour permettre une circulation réglée de l'air extérieur à travers l'enceinte.

Le moteur électrique était raccordé au compresseur par un entraînement par courroie en V. L'électricien de l'usine a relevé les données et les mesures suivantes.

Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale, I_r	135 A
Facteur de puissance nominal, $p.f._r$	0,89
Tension mesurée, V	580 V
Intensité mesurée, I	109 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,90
Puissance de sortie (plaque signalétique)	112 kW
Phases	3
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh
Durée de fonctionnement, h	1 200 h/an

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a obtenu une puissance de sortie de l'arbre du moteur de 90,5 kW.
À l'aide de la feuille de travail 14-C4, on a obtenu une puissance d'entrée de l'arbre du compresseur de 87,5 kW.
À l'aide de la feuille de travail 14-C5, on a évalué à 922$, les économies annuelles en refroidissement.
On a établi à 4 650$, le coût d'installation de l'enceinte et du ventilateur d'alimentation en air.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{4\ 650\$}{922\$}$$

$$= 5 \text{ ans}$$

Le coût d'exploitation du ventilateur d'alimentation est négligeable dans ce cas-ci. Le coût énergétique des ventilateurs est traité dans le module 13 intitulé «Ventilateurs et pompes» de la présente série.

3. Récupérer la chaleur du compresseur

La station de compression d'une usine comprenait 5 compresseurs à vis de 75 kW couplés directement et refroidis à l'air. Chaque appareil était doté d'un refroidisseur intermédiaire refroidi à l'air. La station de compression était isolée du reste de l'usine. On s'est aperçu que l'air chaud de la station de compression pouvait être utilisé directement pour compenser la charge de chauffage de l'usine en hiver. Le système central de chauffage brûlait du mazout n° 6 à un coût de 0,22$/L.

Selon les données d'Environnement Canada, la saison de chauffage moyenne de cet endroit était de 36 semaines. Les compresseurs fonctionnaient 12 heures par jour, 5 jours par semaine et leur durée de fonctionnement annuelle, pendant laquelle la chaleur pouvait être récupérée, était de 2 160 heures. Comme quatre des compresseurs fonctionnaient continuellement à pleine charge, on a évalué la quantité de chaleur récupérable à partir des données nominales des plaques signalétiques.

À l'aide de la feuille de travail 14-C5, on a obtenu des économies annuelles en combustible de 9 793$.

On a évalué à 21 700$, le coût du réseau de gaines, des filtres, des ventilateurs et des dispositifs de commande.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{21\ 700\$}{9\ 793\$}$$

$$= 2{,}2 \text{ ans}$$

Les économies obtenues seraient toutefois légèrement réduites à cause du coût d'exploitation du ventilateur. Le module 13 intitulé «Ventilateurs et pompes» traite du coût énergétique des ventilateurs.

4. Remplacer le compresseur d'air par un turbosouffleur

La pression de l'air d'un procédé industriel était de 55 kPa (eff.) [156,325 kPa (abs.)]. L'air était fourni par un compresseur alternatif à un étage par le biais d'un réservoir d'air. Le compresseur était équipé de circuits de décharge internes qui maintenaient le réservoir d'air à 225 kpa (eff.) [326,325 kPa (abs.)]. Selon le personnel d'exploitation, le compresseur fonctionnait 6 596 heures par année lorsqu'il était chargé, et 1 828 heures par année sans charge. L'air était continuellement aspiré à partir du réservoir, soit 8 424 heures par année.

Le superviseur de l'équipe d'entretien décida de calculer les économies à réaliser en remplaçant le compresseur par un turbosouffleur (à lobes). À cette fin, il a relevé les lectures et les mesures suivantes relatives au système déjà existant.

Tension mesurée-chargé, V_L	584 V
Intensité mesurée-chargé, I_L	419 A
Phases	3
Facteur de puissance mesuré-chargé, $p.f._L$	0,86
Durée de fonctionnement-chargé, h_L	6 596 h/an
Tension mesurée-sans charge, V_u	587 V
Intensité mesurée-sans charge, I_u	251 A
Facteur de puissance mesuré-sans charge, $p.f._u$	0,32
Durée de fonctionnement-sans charge, h_u	1 828 h/an
Débit d'air mesuré du réservoir, f_{al}	1 385 L/s
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh
Température initiale de l'air, T_1	44°C (317,15 K)

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a évalué à 120 047$, le coût énergétique annuel du compresseur alternatif chargé (feuille 1) et à 7 495$, sans charge (feuille 2), pour un coût énergétique annuel initial total de 127 542$.

Pour choisir le compresseur de rechange, la feuille de travail 14-C6 (feuille 3) a été utilisée pour déterminer le débit d'air libre équivalent, soit 1 975 L/s. Selon les données d'un catalogue, le compresseur d'air à lobes approprié devrait avoir un débit d'air nominal de 1 976 L/s et une pression de refoulement de 55 kPa (eff). La puissance d'entrée de l'arbre exigeait 132 kW. À l'aide de la feuille de travail 14-C4 (feuille 4), on a obtenu une puissance de sortie de l'arbre du moteur de 136 kW. Selon un catalogue de moteurs électriques, la puissance nominale du plus petit moteur approprié serait de 149 kW.

À l'aide de la feuille de travail 14-E2 (feuille 5), on a obtenu une puissance d'entrée électrique du moteur proposé de 148 kW, et le coût énergétique annuel corrigé a été établi à 62 338$.

On a évalué à 244 000$, le coût d'installation du nouveau compresseur et de la conduite de plus grand diamètre.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{244\,000\$}{127\,542\$ - 62\,338\$}$$

$$= 3{,}7 \text{ ans}$$

5. Installer des compresseurs à rendement supérieur

On a surveillé, pendant plusieurs jours, le fonctionnement d'un compresseur à un étage à simple effet d'une usine et on a calculé une durée de service de 4 000 heures par année. On a décidé de remplacer le compresseur par un appareil plus efficace.

Le superviseur de l'équipe d'entretien du bâtiment a fabriqué une section de gaine d'entrée et l'a adaptée à l'aspiration du compresseur pour y mesurer le débit d'air. Il a pu ainsi compiler les valeurs et les mesures suivantes.

Tension mesurée, V	233 V
Intensité mesurée, I	58 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,86
Phases	3
Type d'entraînement	Courroies en V
Débit d'air initial, f_{al}	50 L/s
Pression d'air initiale (aspiration), P_1	0 kPa (eff.) [101,325 kPa (abs.)]
Température initiale (aspiration), T_1	16°C (289,15 K)
Pression de refoulement, moyenne	515 kPa (eff.) [616,15 kPa (abs.)]
Pression d'arrêt du réservoir d'air	620 kPa (eff.) [721,15 kPa (abs.)]
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a obtenu une puissance d'entrée du moteur de 20,1 kW.

Pour déterminer les caractéristiques nominales du compresseur de rechange, on a transformé le débit d'air du compresseur déjà existant en un débit d'air libre équivalent (feuille de travail 14-C6). Un fournisseur de compresseurs offrait un appareil biétagé à simple effet assurant le débit d'air libre requis de 51 L/s à une pression d'arrêt de 620 kPa (eff.). L'arbre de ce compresseur consommait 16,1 kW à la pression maximale et ce dernier était directement entraîné par un moteur électrique de 18,6 kW. À une pression moyenne de refoulement de 515 kPa (eff.), l'arbre du compresseur consommait 14,7 kW.

À l'aide de la feuille de travail 14-E2, on a évalué à 820$, l'économie annuelle entraînée par le remplacement du compresseur et de son entraînement.

On a évalué à 4 140$, le coût d'installation du compresseur moins la valeur de rechange de l'appareil existant.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{4\ 140\$}{820\$}$$

$$= 5 \text{ ans}$$

6. Installer un refroidisseur complémentaire refroidi à l'air

Un compresseur d'air entraîné par courroie par un moteur de 75 kW était doté d'un refroidisseur complémentaire refroidi à l'eau. On a suggéré d'installer un refroidisseur complémentaire refroidi à l'air en série avec le refroidisseur déjà en place pour réduire une partie de la charge de chauffage du bâtiment pendant la saison de chauffage. Selon les registres, le compresseur fonctionnait 2 000 heures pendant cette période. À partir de données relatives à la température extérieure et à la charge de chauffage de l'usine, on en a conclu qu'environ 80% de la chaleur rejetée pouvait être utilisée efficacement pour chauffer le bâtiment. Le coût moyen de la vapeur était de 0,022$/kg.

À l'aide de la feuille de travail 14-C4, on a établi à 72,5 kW, la puissance d'entrée de l'arbre du compresseur.

À l'aide de la feuille de travail 14-C5, on a évalué à 2 340$, l'économie annuelle sur le coût de la vapeur en récupérant la chaleur du refroidisseur complémentaire.

On a évalué à 5 300$, le coût d'installation du nouveau refroidisseur refroidi à l'air et des conduites.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{5\ 300\$}{2\ 340\$}$$

$$= 2{,}3 \text{ ans}$$

Si le débit du refroidisseur refroidi à l'eau était évacué au drain, on pourrait réaliser des économies additionnelles en réduisant la consommation d'eau.

7. Installer des entraînements de vitesse variable

On envisageait l'installation d'un régulateur de vitesse de moteur à fréquence variable sur un compresseur alternatif entraîné par moteur électrique et doté d'un circuit de décharge. Selon les registres, le compresseur fonctionnait 3 072 heures par année pleine charge et 3 881 heures par année sans charge. Le coût unitaire de l'électricité était de 0,05$/kWh.

Pour déterminer les possibilités d'économie, on a relevé les données suivantes.

Débit nominal du compresseur à pleine charge	200 L/s
Durée de fonctionnement-chargé, h_L	3 072 h/an
Durée de fonctionnement-sans charge, h_u	3 881 h/an
Puissance de sortie de l'arbre du moteur (plaque signalétique)	75 kW
Phases	3
Tension nominale, V_r	575 V
Intensité nominale à pleine charge, I_r	91,2 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge, $p.f._r$	0,91
Tension mesurée-chargé, V_L	575 V
Intensité mesurée-chargé, I_L	90,0 A

Facteur de puissance mesuré-chargé, $p.f._L$	0,90
Tension mesurée-sans charge, V_u	580 V
Intensité mesurée-sans charge, I_u	32,7 A
Facteur de puissance mesuré-sans charge, $p.f._u$	0,71

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a évalué à 12 380$, le coût énergétique annuel relatif au fonctionnement du compresseur et du circuit de décharge lorsque chargé (feuille 1), et à 4 521$ sans charge (feuille 2), pour un coût énergétique total annuel de 16 901$.

À l'aide de la feuille de travail 14-E1 (feuille 1), on a obtenu une puissance de sortie du moteur de 74,2 kW lorsque le compresseur est chargé.

Selon la documentation relative au régulateur de vitesse variable, l'appareil évalué aurait un rendement interne de 95%. À l'aide de la feuille de travail 14-C7 (feuille 3), on a évalué à 13 037$, le coût d'exploitation d'un régulateur de vitesse variable.

On a évalué à 34 300$, le coût d'installation du régulateur du moteur du compresseur.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{34\,300\$}{16\,901\$ - 13\,037\$}$$

$$= 8{,}9 \text{ ans}$$

8. Remplacer le système central de compression par plusieurs compresseurs

On recommande de comparer de grandes stations de compression centrales à faible rendement et dont l'entretien est élevé avec des compresseurs plus petits à rendement supérieur, dimensionnés en fonction des charges individuelles et situés près des points d'utilisation. Les gros compresseurs centraux dimensionnés en fonction des pointes de charge et des pressions les plus élevées ne fonctionnent pas à plein rendement lorsqu'un plein débit d'air n'est pas requis. Plusieurs compresseurs peuvent fonctionner à plein rendement pour de plus grandes périodes lorsqu'ils sont dimensionnés en fonction de la charge. Les systèmes individuels peuvent être raccordés ensemble pour assurer un service de réserve.

9. Installer un système de gestion d'énergie à microprocesseur

Un système informatisé de gestion de l'énergie assure de plus grandes économies car il surveille et accompli une variété de fonctions de régulation. L'étude et la sélection de ces équipements doivent être basées sur les exigences particulières de l'installation et évaluées par un spécialiste dans le domaine. Lorsqu'il s'agit de procédés, le réglage du compresseur est souvent intégré au système de régulation central.

10. Installer un réservoir d'air

Un compresseur entraîné par moteur électrique était directement couplé au système de distribution d'air comprimé d'une usine. Il fonctionnait 365 jours par année, 24 heures sur 24, soit 8 760 heures par année. D'après les mesures de pression, le compresseur fonctionnait souvent lorsqu'il n'y avait pas de demande en air comprimé et, par conséquent, surpressurisait le système.

On s'est aperçu qu'en installant un réservoir d'air, le compresseur pouvait être arrêté pendant les périodes où il n'y avait pas de demande en air. L'énergie consommée pendant ce temps représentait des économies possibles. Le coût unitaire de l'électricité était de 0,05$/kWh.

Les valeurs suivantes ont été mesurées pendant la surpressurisation.

Tension mesurée, V	230 V
Intensité mesurée, I	21 A
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,79

Phases	3
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh
Durée de fonctionnement (surpressurisé), h	1 102 h/an

À l'aide de la feuille de travail 14-E1, on a évalué à 364$, le coût énergétique annuel relatif au fonctionnement du compresseur lorsqu'il surpressurisait le système. Il s'agit de la valeur économisée annuellement si l'on installait un réservoir d'air.

On a évalué à 1 420$, le coût d'installation d'un réservoir d'air.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,420\$}{364\$}$$

$$= 3{,}9 \text{ ans}$$

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #7 Date: 86/08/19

Endroit: COMPRESSEURS - MAINTENANCE Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V	575	V
Intensité mesurée, I	23	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,71	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (RÉDUCTION)	250	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\text{x} \quad \text{x}}{\text{x} \quad \text{x}}$

$= $ ———

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) ——— (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{575 \times 23 \times 1,73 \times 0,71}{1\,000}$

$= 16,2$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 16,2 \times 250 \times 0,05 =$ 203 $/an

Température de l'air d'entrée du compresseur

Feuille de travail 14-C1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE N°1) Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Température d'entrée initiale, T_{i1} 298,15 K

Température d'entrée corrigée, T_{i2} 285,15 K

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} 164 /kW

Coût unitaire de l'électricité, Ce 0,05 $/kWh

Durée de fonctionnement, h 4 000 h/an

Puissance d'entrée corrigée du moteur,

$Wm_{i2} = Wm_{i1} \times (1 + [0{,}00341 \times (T_{i2} - T_{i1})])$

$= 164 \times (1 + [0.00341 \times (285{,}15 - 298{,}15)])$

$= 157$ kW

Économie annuelle d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (164 - 157) \times 4\,000 \times 0{,}05$

$= 1\,400$ /an

Pression d'entrée du compresseur

Feuille de travail 14-C2
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE Nº 2) Date: 06/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Nombre d'etages, N	2	
Pression d'échappement, P_d	793	kPa(abs.)
Pression d'entrée initiale, P_{i1}	101,30	kPa(abs.)
Pression d'entrée corrigée, P_{i2}	99,98	kPa(abs.)
Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-C1)	157	kW
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	4 000	h/an

Facteur de la pression d'entrée initiale,

$$F_{i1} = \left(\frac{P_d}{P_{i1}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{793}{101,30}\right)^{\frac{0.231}{2}} - 1$$

$$= 0,268$$

Pression d'entrée du compresseur
Feuille de travail 14-C2
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE №2) Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Facteur de la pression d'entrée corrigée.

$$F_{i2} = \left(\frac{P_d}{P_{i2}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{793}{99,98}\right)^{\frac{0.231}{2}} - 1$$

$$= \underline{\quad 0,27 \quad}$$

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{P_{i1} \times F_{i1}}{P_{i2} \times F_{i1}}$

$$= 157 \times \frac{101,30 \times 0,268}{99,98 \times 0,270}$$

$$= \underline{\quad 158 \quad} \text{ kW}$$

Économie annuelle d'énergie = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$$= (157 - 158) \times 4000 \times 0,05$$

$$= \underline{\quad (-)\ 200 \quad} \text{ \$/an}$$
(COÛT ADDITIONNEL)

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE Nº1) Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V	580	V
Intensité mesurée, I	141	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,88	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	———	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	———	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\quad x \quad x \quad}{x \quad x}$

$= \dfrac{\quad}{\quad}$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) ——— (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{580 \times 141 \times 1,73 \times 0,88}{1\,000}$

$=$ 125 kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce =$ x x = ——— $/an

Pression d'entrée du compresseur

Feuille de travail 14-C2
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE Nº 2) Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Nombre d'etages, N	1	
Pression d'échappement, P_d	961,325	kPa(abs.)
Pression d'entrée initiale, P_{i1}	98,325	kPa(abs.)
Pression d'entrée corrigée, P_{i2}	100,325	kPa(abs.)
Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E1)	125	kW
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	4 022	h/an

Facteur de la pression d'entrée initiale.

$$F_{i1} = \left(\frac{P_d}{P_{i1}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{96,325}{98,325}\right)^{\frac{0.231}{1}} - 1$$

$$= 0,693$$

Pression d'entrée du compresseur
Feuille de travail 14-C2
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE Nº 3) Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Facteur de la pression d'entrée corrigée,

$$F_{i2} = \left(\frac{P_d}{P_{i2}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{96,325}{100,325}\right)^{\frac{0.231}{1}} - 1$$

$$= \underline{0,685}$$

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{P_{i1} \times F_{i1}}{P_{i2} \times F_{i1}}$

$$= 125 \times \frac{98,325 \times 0,693}{100,325 \times 0,685}$$

$$= \underline{124} \text{ kW}$$

Économie annuelle d'énergie = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$$= (125 - 124) \times 4\,022 \times 0,05$$

$$= \underline{201} \text{ \$/an}$$

Économie en eau de refroidissement

Feuille de travail 14-C3
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #3 Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Débit de l'eau de refroidissement, f_w 0,3 L/s

Coût unitaire de l'eau, Cw 0,20 $/m^3$

Durée de fonctionnement, h 3 120 h/an

Économie annuelle en eau = f_w x Cw x h x 3.6

= 0,3 x 0,20 x 3 120 x 3.6

= 674 $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE # 4 Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V	582	V
Intensité mesurée, I	22	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,72	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (RÉDUCTION)	390	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\quad x \quad x \quad}{\quad x \quad x \quad}$

$= ____$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) ——— (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{582 \times 22 \times 1,73 \times 0,72}{1\,000}$

$= 15,9$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 15,9 \times 390 \times 0,05 =$ 310 $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE Nº 1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	2 300	V
Intensité nominale, I_r	127	A
Tension mesurée, V	2 334	V
Intensité mesurée, I	121	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	450	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	0,92	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,92	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce		$/kWh
Durée de fonctionnement, h	—	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{121 \times 2334 \times 0,92}{127 \times 2300 \times 0,92}$

$= 0,97$

Rendement du moteur, Ef_m (~~figure E-1~~) EFFICACITÉ NOMINALE PLAQUE SIGNALÉTIQUE 0,95 (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{2334 \times 121 \times 1,73 \times 0,92}{1\,000}$

$= 449$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m = 449 \times 0,95 = 427$ kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce$ = x x = — $/an

Entraînement d'un compresseur
Feuille de travail 14-C4
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE No. 2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Puissance d'entrée de l'arbre du moteur, Wm_o (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E1) 427 kW

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o ——— kW

Perte par transmission (table 1) 2,3 %

Rendement de l'entraînement du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{2,3}{100}$

$= 0,977$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, $Wc_i = Wm_o \times Ef_d$

~~ou, $Wc_i = Wt_o \times Ef_d$~~

$= 427 \times 0,977$

$= 417$ kW

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur

Feuille de travail 14-C5
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE No. 3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Donées

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, Wc_i 417 kW (FEUILLE DE TRAVAIL 14-C4)

Fluide frigoporteur EAU

Combustible MAZOUT No. 2

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Annexe C) 38,68 MJ/ L

Coût unitaire du combustible, de vapeur ou de l'électricité, C_f 0,40 $ / L

Durée de fonctionnement, h 4 480 h/an

Rendement du brûleur, Ef_b (si inconnu, indiquer 0,75) 0,75 (en decimales)

Quantité d'énergie d'alimentation dépensée

Composant	Efficacité d'échange thermique Table 2
COMPRESSEUR	0,04
REFROIDISSEUR INTERMÉDIAIRE	0,44
Total, Ef_e	0,48

Récupération éventuelle de chaleur, $Q_{pr} = 3,60 \times Wc_i \times Ef_e$

$= 3,60 \times 417 \times 0,48$

$= 721$ MJ/h

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE Nº 4) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Économie annuelle en combustible $= \dfrac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_b}$

$= \dfrac{721 \times 0,40 \times 4\,480}{38,68 \times 0,75}$

$= 44,537$ $/yr

Économie annuelle en vapeur $= \dfrac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2,2}$

$= \dfrac{\quad \times \quad \times \quad}{2,2}$

$= \quad$ $/yr

Économie annuelle en refroidissement (si Sc est inconnu, indiquer 80 kWh/GJ pour un système de refroidissement électrique et 0,45 kg/GJ pour un système à vapeur).

$= \dfrac{Q_{pr} \times C \times Sc \times h}{1\,000}$

$= \dfrac{\quad \times \quad \times \quad \times \quad}{1\,000}$

$= \quad$ $/yr

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE Nº1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	575	V
Intensité nominale, I_r	135	A
Tension mesurée, V	580	V
Intensité mesurée, I	109	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	112	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	0,89	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,90	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	———	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	———	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{109 \times 580 \times 0,90}{135 \times 575 \times 0,89}$

$= 0,82$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{580 \times 109 \times 1,73 \times 0,90}{1\,000}$

$= 98,4$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m = 98,4 \times 0,92 =$ 90,5 kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce =$ x x = ——— $/an

Entraînement d'un compresseur
Feuille de travail 14-C4
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE NO2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Puissance d'entrée de l'arbre du moteur, Wm_o (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E1) 90,5 kW

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o ——— kW

Perte par transmission (table 1) 3,3 %

Rendement de l'entraînement du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{3,3}{100}$

$= 0,967$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, $Wc_i = Wm_o \times Ef_d$

~~ou, $We_i = Wt_o \times Ef_d$~~

$= 90,5 \times 0,967$

$= 87,5$ kW

Chauffage refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE No. 3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Donées

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, Wc_i (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-C4) 87,5 kW

Fluide frigoporteur D'AIR

Combustible ÉLECTRICITÉ

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Annexe C) ——— MJ/ ———

Coût unitaire du combustible, de vapeur ou de l'électricité, Ce 0,05 $ / kWh

Durée de fonctionnement, h 1 200 h/an

Rendement du brûleur, Ef_b (si inconnu, indiquer 0,75) ——— (en decimales)

Quantité d'énergie d'alimentation dépensée

Composant	Efficacité d'échange thermique Table 2
COMPRESSEUR	0,05
RÉFROIDISSEUR INTERMÉDIAIRE	0,45
ENTRAINEMENT PAR COURROIE	0,03
MOTEUR	0,08
Total, Ef_e	0,61

Récupération éventuelle de chaleur, $Q_{pr} = 3,60 \times Wc_i \times Ef_e$

$= 3,60 \times 87,5 \times 0,61$

$=$ 192 MJ/h

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 (FEUILLE Nº. 4) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Économie annuelle en combustible = $\frac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_b}$

= $\frac{\quad x \quad x \quad}{x}$

= _____ $/an

Économie annuelle en vapeur = $\frac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2.2}$

= $\frac{\quad x \quad x \quad}{2.2}$

= _____ $/an

Économie annuelle en refroidissement (si Sc est inconnu, indiquer 80 kWh/GJ pour un système de refroidissement électrique et 0,45 kg/GJ pour un système à vapeur).

= $\frac{Q_{pr} \times Cex \; Sc \times h}{1\,000}$

= $\frac{192 \times 0,05 \times 80 \times 1200}{1\,000}$

= 922 $/an

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #3 (FEUILLE Nº 1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Donées

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, Wc_i (4 x 75) 300 kW

Fluide frigoporteur { AIR POUR COMPRESSEURS ET REFROIDISSEURS INTERMÉDIAIRE
EAU POUR REFROIDISSEUR COMPLÉMENTAIRE

Combustible MAZOUT Nº. 6

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Annexe C) 40,5 MJ/ L

Coût unitaire du combustible, de vapeur ou de l'électricité, Cf 0,22 $ / L

Durée de fonctionnement, h 2 160 h/an

Rendement du brûleur, Ef_b 0,75 (en decimales)
(si inconnu, indiquer 0,75)

Quantité d'énergie d'alimentation dépensée

Composant	Efficacité d'échange thermique Table 2
MOTEUR	0,08
REFROIDISSEUR INTERMÉDIAIRE	0,45
COMPRESSEURS	0,05
Total, Ef_c	0,58

Récupération éventuelle de chaleur, $Q_{pr} = 3,60 \times Wc_i \times Ef_c$

$= 3,60 \times 300 \times 0,58$

$=$ 626 MJ/h

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #3 (FEUILLE Nº2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Économie annuelle en combustible $= \dfrac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_h}$

$= \dfrac{626 \times 0,22 \times 2160}{40,5 \times 0,75}$

$=$ 9,793 $/an

Économie annuelle en vapeur $= \dfrac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2,2}$

$= \dfrac{\quad \times \quad \times \quad}{2,2}$

$=$ _____ $/an

Économie annuelle en refroidissement (si Sc est inconnu, indiquer 80 kWh/GJ pour un système de refroidissement électrique et 0,45 kg/GJ pour un système à vapeur).

$= \dfrac{Q_{pr} \times C \times Sc \times h}{1\,000}$

$= \dfrac{\quad \times \quad \times \quad \times \quad}{1\,000}$

$=$ _____ $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #4 (FEUILLE N°1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS (CHARGÉ) Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V (V_L)	584	V
Intensité mesurée, I (I_L)	419	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f. ($P.f._L$)	0,86	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (h_L)	6 596	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\text{x} \quad \text{x}}{\text{x} \quad \text{x}}$

$= \dfrac{\quad}{———}$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) _____ (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{584 \times 419 \times 1,73 \times 0,86}{1\,000}$

$= 364$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 364 \times 6\,596 \times 0,05 =$ 120 047 $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique

Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #4 (FEUILLE Nº 2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS (SANS CHARGE) Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V (Vu)	587	V
Intensité mesurée, I (Iu)	251	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f. (p.f.u.)	0,32	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (hu)	1 828	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\text{x} \quad \text{x}}{\text{x} \quad \text{x}}$

$= \dfrac{\text{———}}{\text{———}}$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) ——— (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{587 \times 251 \times 1,73 \times 0,32}{1\,000}$

$= 82$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 82 \times 1828 \times 0,05 = 7\,495$ $/an

(SANS CHARGE)

Débit d'air libre équivalent
Feuille de travail 14-C6
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #4 (FEUILLE Nº 3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Débit d'air initial, f_{al} 1 385 L/s

Température initiale, T_1 317,15 K

Pression initiale, P_1 156,325 kPa (abs.)

$$\text{Débit d'air libre équivalent, } f_{as} = \frac{P_1 \times f_{al} \times 293.15}{T_1 \times 101.325}$$

$$= \frac{156,325 \times 1385 \times 293.15}{317,15 \times 101.325}$$

$$= 1 975 \text{ L/s}$$

Entraînement d'un compresseur
Feuille de travail 14-C4
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #4 (FEUILLE Nº 4) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Puissance d'entrée de l'arbre du moteur, Wm_o À ÊTRE CALCULÉ kW

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o ——— kW

Perte par transmission (table 1) (ESTIMER BASÉ SUR Wc_i) 3,1 %

Rendement de l'entraînement du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{3,1}{100}$

$= 0,969$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, $Wc_i = Wm_o \times Ef_d$

~~ou, $Wc_i = Wt_o \times Ef_d$~~

$132 = Wm_o \times 0,969$

$Wm_o = 136$ kW

Remplacement d'un moteur
Feuille de travail 14-E2
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #4 (FEUILLE #5) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données relatives au moteur

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} ——— kW

Puissance mécanique requise du moteur, Wm_o (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-C4) 136 kW

Puissance mécanique nominale du moteur de rechange 149 kW (1)

Durée du fonctionnement, h 8 424 h/an

Coût unitaire de l'électricité, Ce 0,05 $/kWh (5)

Facteur de charge $= \dfrac{Wm_o}{(1)}$

$= \dfrac{136}{149}$

$= 0,91$

Rendement du moteur de rechange, Ef_m 0,92 (décimales)
(~~plaque signalétique~~ ou figure E-1)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \dfrac{Wm_o}{Ef_m}$

$= \dfrac{136}{0,92}$

$= 148$ kW

Économie annuelle d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (\ 0 - 148\ ) \times 8\,424 \times 0,05$

$= (-)\ 62\,338$ $/an

(COÛT ADDITIONNEL)

Rendement d'un entraînement par moteur électrique

Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #5 (FEUILLE N°1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	———	V
Intensité nominale, I_r	———	A
Tension mesurée, V	233	V
Intensité mesurée, I	58	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	———	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	———	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,86	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	———	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	———	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\quad x \quad x \quad}{\quad x \quad x \quad}$

$= \quad$ ———

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) ——— (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{233 \times 58 \times 1,73 \times 0,86}{1\,000}$

$= 20,1$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = ——— kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce =$ x x = ——— $/an

Débit d'air libre équivalent
Feuille de travail 14-C6
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #5 (FEUILLE Nº 2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Débit d'air initial, f_{al} 50 L/s

Température initiale, T_1 289,15 K

Pression initiale, P_1 101,325 kPa (abs.)

$$\text{Débit d'air libre équivalent, } f_{as} = \frac{P_1 \times f_{al} \times 293{,}15}{T_1 \times 101{,}325}$$

$$= \frac{101{,}325 \times 50 \times 293{,}15}{289{,}15 \times 101{,}325}$$

$$= 51 \text{ L/s}$$

Remplacement d'un moteur
Feuille de travail 14-E2
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #5 (FEUILLE No3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données relatives au moteur

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E1) 20,1 kW

Puissance mécanique requise du moteur, Wm_o 14,7 kW

Puissance mécanique nominale du moteur de rechange 18,6 kW (1)

Durée du fonctionnement, h 4 000 h/an

Coût unitaire de l'électricité, Ce 0,05 $/kWh (5)

Facteur de charge $= \frac{Wm_o}{(1)}$

$= \frac{14,7}{18,6}$

$= 0,79$

Rendement du moteur de rechange, Ef_m 0,92 (décimales)
(~~plaque signalétique~~ ou figure E-1)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \frac{Wm_o}{Ef_m}$

$= \frac{14,7}{0,92}$

$= 16,0$ kW

Économie annuelle d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (20,1 - 16,0) \times 4\,000 \times 0,05$

$= 820$ $/yr

Entraînement d'un compresseur
Feuille de travail 14-C4
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #6 (FEUILLE Nº1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Puissance d'entrée de l'arbre du moteur, Wm_o 75 kW

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o ——— kW

Perte par transmission (table 1) 3,3 %

Rendement de l'entraînement du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{3,3}{100}$

$= 0,967$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, $Wc_i = Wm_o \times Ef_d$

~~ou, $Wc_i = Wt_o \times Ef_d$~~

$= 75 \times 0,967$

$= 72,5$ kW

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #6 (FEUILLE N°2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Donées

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, Wc_i (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-C4) 72,5 kW

Fluide frigoporteur D'AIR

Combustible VAPEUR

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Annexe C) ——— MJ/ ———

Coût unitaire du combustible, de vapeur ou de l'électricité, C_S 0,22 $ / kg

Durée de fonctionnement, h 2 000 h/an

Rendement du brûleur, Ef_b (si inconnu, indiquer 0,75) ——— (en decimales)

Quantité d'énergie d'alimentation dépensée

Composant	Efficacité d'échange thermique Table 2
REFROIDISSEUR COMPLÉMENTAIRE	0,45
Total, Ef_c	0,45

Récupération éventuelle de chaleur, $Q_{pr} = 3{,}60 \times Wc_i \times Ef_c$

$= 3{,}60 \times 72{,}5 \times 0{,}45$

$=$ 117 MJ/h

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #6 (FEUILLE Nº3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Économie annuelle en combustible $= \dfrac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_b}$

$= \dfrac{\quad x \quad x \quad}{x}$

$= _____$ $/an

Économie annuelle en vapeur $= \dfrac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2,2}$

$= \dfrac{117 \times 0,022 \times 2\,000}{2.2}$

$= 2\,340$ $/an

Économie annuelle en refroidissement (si Sc est inconnu, indiquer 80 kWh/GJ pour un système de refroidissement électrique et 0,45 kg/GJ pour un système à vapeur).

$= \dfrac{Q_{pr} \times C \times Sc \times h}{1\,000}$

$= \dfrac{\quad x \quad x \quad x \quad}{1\,000}$

$= _____$ $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique

Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #7 (FEUILLE N°1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS (CHARGÉ) Par: MISE

Tension nominale, V_r	575	V
Intensité nominale, I_r	91,2	A
Tension mesurée, V (V_L)	575	V
Intensité mesurée, I (I_L)	90	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	75	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	0,91	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f. ($p.f._L$)	0,90	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (h_L)	3 072	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{90 \times 575 \times 0,90}{91,2 \times 575 \times 0,91}$

$= 0,98$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) 0,92 (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{575 \times 90 \times 1,73 \times 0,90}{1\,000}$

$= 80,6$ kW (= Wm_{01} POUR FEUILLE DE TRAVAIL 14-C7)

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m = 80,6 \times 0,92 = 74,2$ kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 80,6 \times 3\,072 \times 0,05 = 12\,380$ $/an (CHARGÉ)

Rendement d'un entraînement par moteur électrique

Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #7 (FEUILLE N°1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS (SANS CHARGE) Par: MBE

Tension nominale, V_r	—	V
Intensité nominale, I_r	—	A
Tension mesurée, V (Vu)	580	V
Intensité mesurée, I (Iu)	32,7	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	—	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	—	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f. (p.f.u.)	0,71	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h (hu)	3 881	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\text{x}}{\text{x}} \dfrac{\text{x}}{\text{x}}$

$= ____$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) — (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{580 \times 32,7 \times 1,73 \times 0,71}{1\,000}$

$= 23,3$ kW

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = — kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 23,3 \times 3881 \times 0,05 = 4\,521$ $/an

(SANS CHARGE)

Entraînement à vitesse variable

Feuille de travail 14-C7
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #7 (FEUILLE Nº 3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Données

Puissance de sortie de l'arbre du moteur-chargé, Wm_{oL} (DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E1 CHARGÉ) 74,2 kW

Rendement nominal du moteur, Ef_{mr} 0,92 (décimales)

Durée de fonctionnement équivalente-pleine charge, h_L 3 072 h/an

Durée de fonctionnement à vitesse variable, h_v (3072 + 3 881) 6 953 h/an

Rendement du régulateur de vitesse variable, Ef_{vc} 0,95 (décimales)

Perte par transmission du compresseur (table 1) 3,6 %

Coût unitaire de l'électricité, Ce 0,05 $/kWh

Rendement mécanique du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{Perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{3,6}{100}$

$= 0,964$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur-pleine charge,

$Wc_{iL} = Wm_{oL} \times Ef_d$

$= 74,2 \times 0,964$

$= 71,5$ kW

Puissance d'entrée moyenne de l'arbre du compesseur, $Wc_{iv} = \frac{Wc_{iL} \times h_L}{h_v}$

$= \frac{71,5 \times 3072}{6953}$

$= 31,6$ kW

Entraînement à vitesse variable
Feuille de travail 14-C7
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #7 (FEUILLE Nº 4) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

$$\text{Puissance d'entrée moyenne du moteur, } _{iv} = \frac{Wc_{iv}}{Ef_m \times Ef_{vd} \times Ef_d}$$

$$= \frac{31,6}{0,92 \times 0,95 \times 0,964}$$

$$= \underline{37,5} \text{ kW}$$

$$\text{Coût annuel de l'énergie} = Wm_{iv} \times h_v \times Ce$$

$$= 37,5 \times 6953 \times 0,05$$

$$= \underline{13\ 037} \text{ \$/an}$$

Rendement d'un entraînement par moteur électrique

Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #10 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - COMPRESSEURS Par: MBE

Tension nominale, V_r	—	V
Intensité nominale, I_r	—	A
Tension mesurée, V	230	V
Intensité mesurée, I	21	A
Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé)	1,73	
Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique)	—	kW
Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$	—	(décimales)
Facteur de puissance mesuré, p.f.	0,79	(décimales)
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	1 102	h/an

Facteur de charge $= \dfrac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \dfrac{\quad x \quad x \quad}{\quad x \quad x \quad}$

$= \dfrac{\quad}{\quad}$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) — (décimales)

Puissance d'entrée électrique, $Wm_i = \dfrac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$

$= \dfrac{230 \times 21 \times 1,73 \times 0,79}{1\,000}$

$= 6,6$ kW

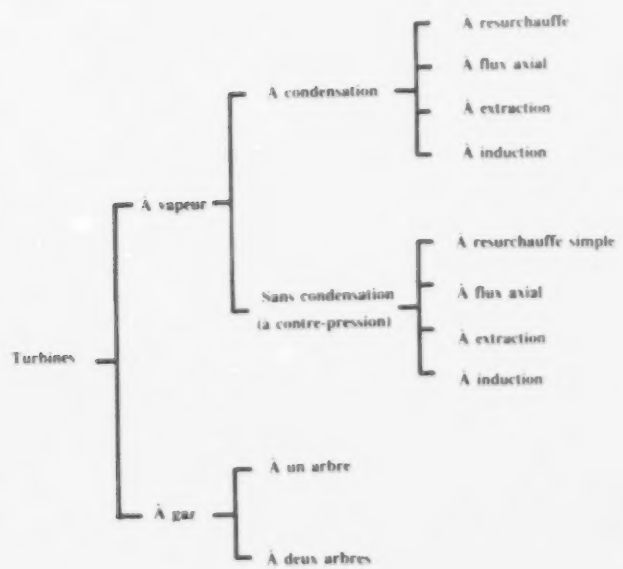
Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ x = — kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce = 6,6 \times 1102 \times 0,05 = 364$ $/an

SECTION 2 TURBINES

NOTIONS DE BASE

Les turbines sont des machines rotatives qui convertissent l'énergie fournie par l'expansion des gaz chauds ou de la vapeur en énergie mécanique. La figure 19 classe les divers types de turbines d'usage courant dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public. Les turbines *à vapeur* et *à gaz* constituent les deux catégories principales. Comme leurs sources énergétiques et leurs caractéristiques de fonctionnement diffèrent, les turbines à gaz et à vapeur seront traitées séparément.

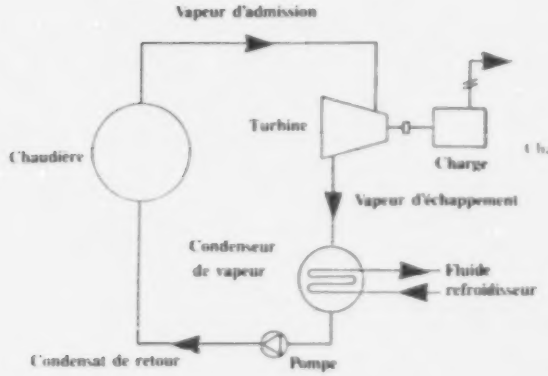


Classification des turbines
Figure 19

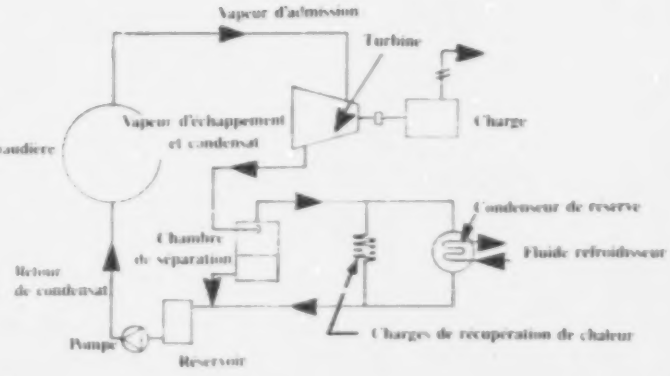
Types de turbines à vapeur

Les turbines à vapeur sont classées selon les conditions de la vapeur à l'évacuation, soit des types à condensation ou sans condensation. Dans les *turbines à condensation* (figure 20), la vapeur d'admission est habituellement surchauffée pour minimiser la condensation à l'intérieur de la turbine et la vapeur d'échappement est à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La faible pression d'échappement est produite par un échangeur de chaleur externe qui refroidit la vapeur et la condense alors qu'elle s'échappe de la turbine.

Dans les *turbines sans condensation* (figure 21), quelquefois appelées *turbines à contre-pression*, la vapeur d'échappement est égale ou supérieure à la pression atmosphérique. Comme la vapeur d'admission est souvent à la pression et à la température de saturation, on obtient un mélange de vapeur et de condensat, soit une vapeur *humide* à l'échappement.



Turbine à vapeur à condensation
Figure 20



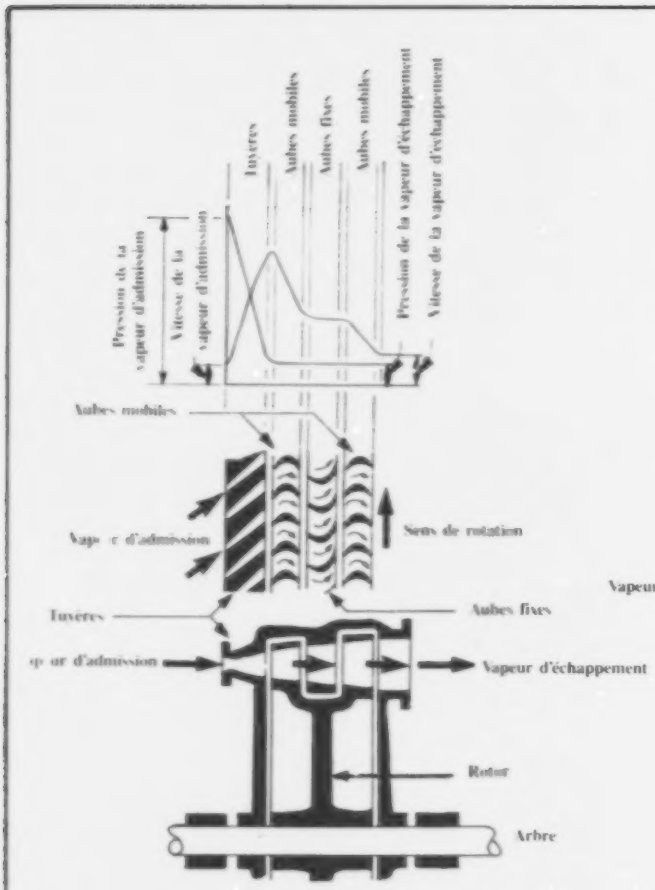
Turbine à vapeur sans condensation
Figure 21

Principe de fonctionnement de turbines à vapeur

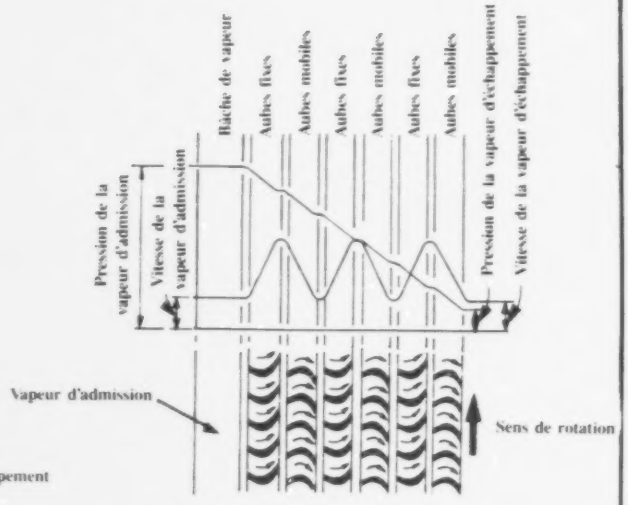
Une turbine à vapeur transforme l'énergie de la vapeur en puissance à l'arbre soit par l'impact, soit par le passage de la vapeur sur les aubes fixées à l'arbre. Dans une turbine à action (figure 22), la vapeur se détend dans les tuyères, ce qui a pour effet de réduire la pression et d'augmenter la vitesse. Les profils de pression et de vitesse de la figure 22 représentent les variations à l'intérieur de la turbine. La vapeur haute vitesse est acheminée à travers la première rangée d'aubes mobiles. Celles-ci absorbent une partie de la vitesse et font tourner l'arbre. La vapeur traverse ensuite une rangée d'aubes fixes qui la redirige vers une deuxième rangée d'aubes mobiles où la vitesse de la vapeur est réduite de nouveau pour exploiter au mieux l'énergie. L'effet cumulatif des forces réactionnelles sur les aubes mobiles assure la puissance rotative communiquée à l'arbre. Une turbine multiétagée peut comporter plusieurs rangées d'aubes fixes et mobiles tandis qu'une turbine à un seul étage ne comprend que des aubes mobiles.

Dans une turbine à réaction pure (figure 23), la vapeur traverse un premier étage d'aubes fixes qui réduisent la pression et accélèrent la vapeur vers le premier étage d'aubes mobiles. Le processus se répète sur des couronnes successives d'aubes fixes et mobiles pour assurer la puissance de l'arbre.

En pratique, la plupart des turbines fonctionnent par action et réaction. Les aubes courtes traversées par de la vapeur haute pression, fonctionnent surtout par action tandis que celles plus longues traversées par de la vapeur basse pression, fonctionnent surtout par réaction. La plupart des turbines à vapeur alimentant les compresseurs, les ventilateurs, les pompes et les petits générateurs comprennent de une à trois rangées d'aubes fonctionnant surtout par action.



Turbine à action
Figure 22



Turbine à réaction
Figure 23

Propriétés thermiques de la vapeur

Les principes de base de la vapeur et du condensat sont traités dans le module 8 intitulé «Systèmes à vapeur et à condensat». Les propriétés ayant un rapport direct avec les turbines à vapeur sont étudiées ci-dessous.

L'*enthalpie spécifique* est la quantité de chaleur contenue dans une matière par unité de masse. L'enthalpie est indiquée par le symbole *h* et s'exprime en kilojoules par kilogramme de vapeur (kJ/kg).

L'*entropie* est le taux de variation d'enthalpie en fonction des variations de température. L'entropie est indiquée par le symbole *s* et s'exprime en kilojoules par kilogramme de vapeur par degré Celsius [kJ/(kg.°C)].

Les *tables de vapeur* (table 6) donnent, sous forme de tableau, la liste des propriétés thermiques suivantes de l'eau et de la vapeur à différentes températures et pressions.

- Le *volume massique*, soit la réciproque de la masse spécifique de l'eau à la température de saturation (v_f) et de la vapeur saturée (v_g).
- L'enthalpie de l'eau à la température de saturation (h_f), de l'évaporation ou changement de phase (h_{fg}) et de la vapeur saturée (h_g).
- L'entropie de l'eau à la température de saturation (s_f), de l'évaporation ou changement de phase (s_{fg}) et de la vapeur saturée (s_g).

Les valeurs relatives à la vapeur saturée sont celles relatives à la vapeur sèche, soit la vapeur sans gouttelettes d'eau entraînée. Les valeurs théoriques peuvent être utilisées pour la plupart des calculs relatifs aux systèmes à vapeur. Quoique la plupart des systèmes fonctionnent à des valeurs très rapprochées des valeurs théoriques, il y a toujours une présence d'eau. La quantité d'eau est une mesure de «qualité» de la vapeur et est exprimée par *le pourcentage d'humidité constante* par unité de poids.

Le *diagramme de Mollier* (figure 24) représente graphiquement les tables de vapeur où l'enthalpie (h) est tracée à la verticale en fonction de l'entropie (s) tracée à l'horizontale. Les pressions absolues, les températures, le pourcentage d'humidité constante et les températures de surchauffe constante y sont également représentés. Les parties principales du diagramme sont séparées par la *ligne de saturation* sous laquelle la vapeur contient une certaine quantité de gouttelettes d'eau et au-dessus de laquelle, la vapeur est surchauffée et se comporte comme un gaz. On obtient de la vapeur surchauffée en chauffant la vapeur saturée, ce qui entraîne une hausse de température. Si la surchauffe continue à pression constante, le volume de la vapeur augmente. Sous la ligne de saturation, la température demeure constante pour une pression constante donnée.

On utilise le diagramme de Mollier pour déterminer les caractéristiques de la vapeur à partir des valeurs de température et de pression. Par exemple, pour déterminer les propriétés de la vapeur à 862 kPa (abs.) et à une surchauffe de 55°C, il faut effectuer les conversions nécessaires, localiser la ligne 125 «lb/po^2 abs.» et rencontrer la ligne 99 «surchauffe constante en °F», au point A. Horizontalement, l'enthalpie (h) est de 2 908 kJ/kg; verticalement, l'entropie (s) est de 6,91 kJ/kg.°C).

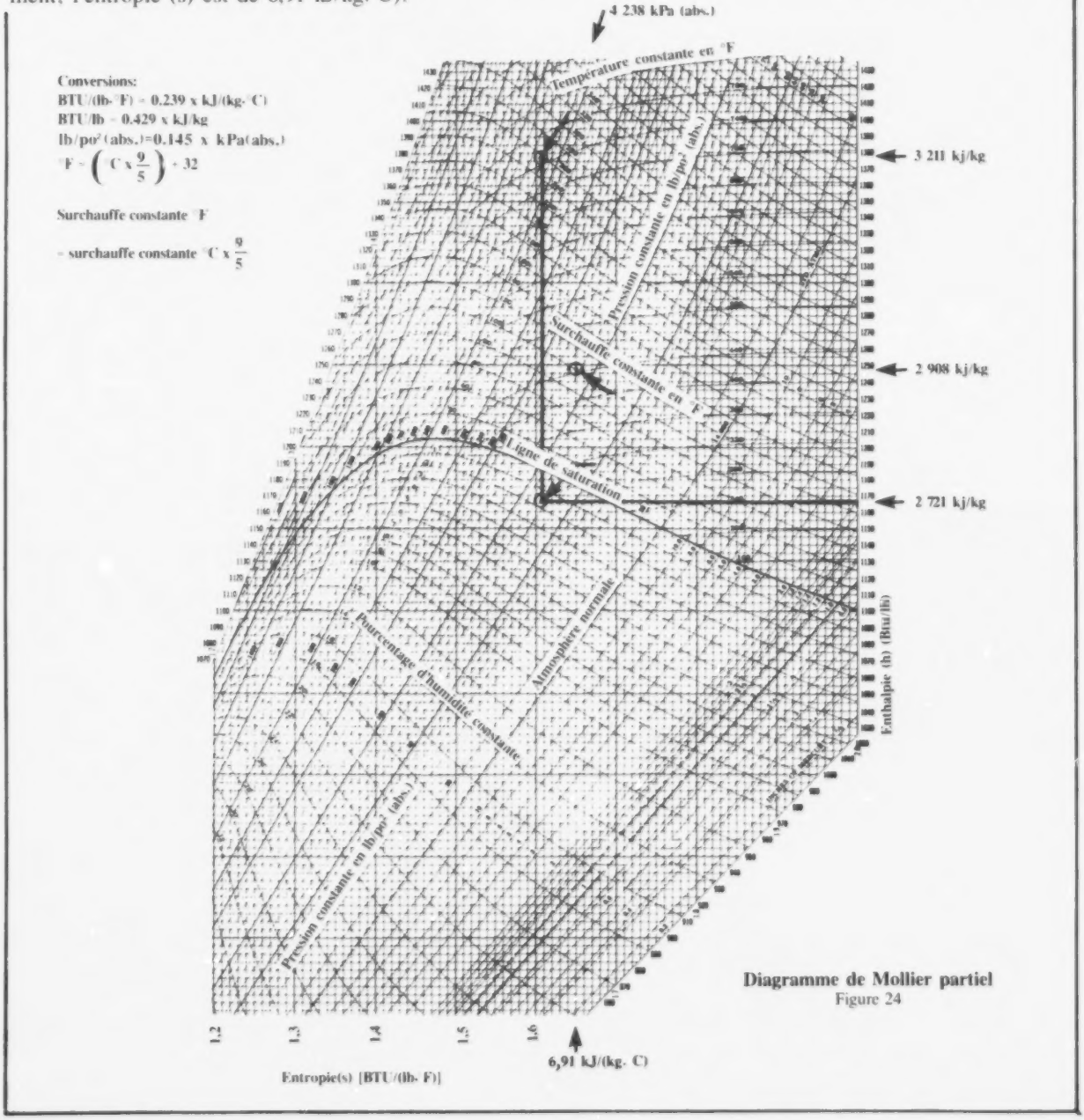


Diagramme de Mollier partiel
Figure 24

Mesure du rendement des turbines à vapeur

Pour analyser le rendement d'une turbine, il faut mesurer les conditions de la vapeur à l'entrée et à la sortie, déterminer les caractéristiques nominales de la turbine et des entraînements et mesurer le débit de vapeur. Si on ne peut pas installer un débimètre, le débit de vapeur peut être évalué en mesurant la quantité de condensat déchargé pendant une période donnée. Le débit de condensat délivré par le séparateur de vapeur d'échappement peut être mesuré de la même façon.

Rendement des turbines à vapeur

Les tables de performance des fournisseurs constituent la source de données la plus fiable pour obtenir les caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à vapeur. Puisqu'un grand nombre de variables affectent le rendement de la machine, on doit habituellement obtenir ces données du fournisseur pour chaque application. Les tables de catalogues ne donnent habituellement que les puissances de sortie et les vitesses maximales pour certaines conditions d'entrée et de sortie. Lorsque les données du fournisseur ne sont pas disponibles, on peut évaluer la consommation énergétique d'une turbine à vapeur à l'aide des données et des équations de la présente section.

Dans une turbine, la conversion de l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique s'exprime par les termes suivants: le *débit idéal de vapeur*, le *débit réel de vapeur* et le *rendement mécanique de la turbine à vapeur*.

Débit idéal de vapeur

Le débit idéal de vapeur représente la quantité de vapeur nécessaire à la production de l'énergie mécanique d'une turbine à vapeur idéale excluant toute perte mécanique ou thermique, et est représenté par l'équation suivante:

$$\text{I.S.R.} = \frac{3\,600}{h_i - h_o}$$

où I.S.R. = débit idéal de vapeur (kg/kWh)

h_i = enthalpie de la vapeur d'admission (kJ/kg)

h_o = enthalpie de la vapeur de sortie (à l'entropie de la vapeur d'admission) (kJ/kg)

3 600 = conversion des kWh en kJ

Une turbine à vapeur idéale convertit l'énergie thermique de la vapeur en énergie mécanique à un débit uniforme ou entropie constante. Si l'on se réfère au diagramme de Mollier, cette valeur serait représentée par une chute d'enthalpie le long d'une ligne d'entropie constante. Cette ligne apparaît à la figure 24 (B à C) pour l'analyse d'une turbine à vapeur. La perte de chaleur dans une turbine réelle entraîne toutefois certaines variations d'entropie pendant l'échange de chaleur.

On peut se servir du rapport des débits idéaux de vapeur pour évaluer l'effet d'une variation dans les conditions d'entrée ou de sortie d'une turbine.

$$\text{On obtient ainsi (I.S.R.)}_2 = (\text{I.S.R.})_1 \times \frac{h_{i1} - h_{o1}}{h_{i2} - h_{o2}}$$

où $(\text{I.S.R.})_1, (\text{I.S.R.})_2$ = débits idéaux de vapeur initial et corrigé (kg/kWh)

h_{i1}, h_{i2} = enthalpies initiale et corrigée de la vapeur d'admission (kJ/kg)

h_{o1}, h_{o2} = enthalpies initiale et corrigée de la vapeur de sortie (aux entropies de la vapeur d'admission) (kJ/kg).

Débit réel de vapeur

Le débit réel de vapeur, appelé couramment *débit de vapeur*, représente le flux de vapeur nécessaire à la production de la puissance à l'arbre de sortie d'une turbine. Les débits de vapeur sont importants lorsqu'il s'agit d'évaluer l'effet des variations sur une turbine, tel que le démontre la table 7. Dans la table, le débit de vapeur est exprimé en kilogrammes par kilowattheure et en pourcentage des débits de vapeur nominaux pour des conditions d'admission et d'échappement déterminées. Par exemple, la première partie de la table indique un débit de vapeur, pour une condition d'entrée de 850 kPa (eff.) et une surchauffe de 110°C, de 88% du débit de vapeur pour 850 kPa et 0°C de surchauffe.

Les débits de vapeur nominaux donnés pour les turbines à vapeur équipées de démultiplicateur ou de multiplicateur de vitesse comprennent les 2 à 3% de pertes mécaniques de l'entraînement. La puissance réelle nominale de sortie d'une turbine à vapeur est la puissance à l'arbre d'entraînement de la boîte d'engrenages. Le débit réel de vapeur est exprimé par l'équation suivante:

$$\text{A.S.R.} = \frac{f_s}{Wt_o}$$

où A.S.R. = débit réel de vapeur (kg/kWh)

f_s = débit de vapeur (kg/h)

Wt_o = puissance de sortie de l'arbre de la turbine (kW).

On peut également se servir du rapport des débits idéaux de vapeur pour évaluer l'effet d'une variation dans les conditions d'entrée ou de sortie sur le débit réel de vapeur.

$$\text{On obtient ainsi (A.S.R.)}_2 = (\text{A.S.R.})_1 \times \frac{h_{i1} - h_{o1}}{h_{i2} - h_{o2}}$$

où $(\text{A.S.R.})_1$, $(\text{A.S.R.})_2$ = débits réels de vapeur initial et corrigé (kg/kWh).

Pour une puissance de sortie donnée d'un arbre, on peut transformer cette équation pour calculer l'effet sur le débit de vapeur:

$$f_{s2} = f_{s1} \times \frac{h_{i1} - h_{o1}}{h_{i2} - h_{o2}}$$

où f_{s1}, f_{s2} = débits de vapeur initial et corrigé (kg/h).

On peut calculer les économies annuelles en vapeur ($/an) à l'aide de l'équation suivante:

Économie annuelle en vapeur = $(f_{s1} - f_{s2}) \times h \times Cs$

où h = durée de fonctionnement (h/an)

Cs = coût unitaire de la vapeur ($/kg)

Quoique ces calculs soient valides pour toutes les turbines à vapeur, *on ne peut se servir de cette valeur pour comparer différents types de turbines à vapeur* puisqu'elle est reliée au débit de vapeur seulement et ne tient pas compte des conditions de la vapeur à l'entrée.

Rendement mécanique d'une turbine à vapeur

Le rendement mécanique d'une turbine à vapeur représente le rapport du débit idéal de vapeur au débit réel de vapeur et s'exprime par l'équation suivante:

$$Ef_t = \frac{\text{I.S.R.}}{\text{A.S.R.}} \times 100$$

où Ef_t = rendement mécanique de la turbine à vapeur (%).

Le rendement mécanique type, basé sur le débit réel de vapeur, varie de 55 à 80%. Ce rendement augmente à mesure qu'augmentent l'écart d'enthalpie entre la vapeur d'admission et la vapeur d'échappement et augmente par le nombre d'étages, les grandes dimensions de machines et les grandes vitesses. Le rendement mécanique d'une turbine à vapeur comprend toute perte de la boîte d'engrenages à l'entraînement final. Lors de la sélection d'une turbine pour une application particulière, il faut toujours tenir compte de l'exploitation possible de l'énergie récupérable dans la vapeur d'échappement.

Rendement de systèmes à turbines à vapeur

Il faut déterminer la puissance d'entrée totale requise pour faire fonctionner une turbine à vapeur par rapport à l'ensemble du système à vapeur et à condensat à laquelle elle est intégrée. Plusieurs systèmes à condensation (figure 20) déchargent la chaleur du condenseur par une tour de refroidissement ou une grande étendue d'eau pour maintenir au minimum la température de la vapeur d'échappement et au maximum la puissance de sortie de la turbine. Dans un tel système, la puissance d'entrée de la turbine est égale à la différence totale d'enthalpie entre la vapeur d'admission et le condensat retournant vers la chaudière.

Dans un système sans condensation (à contre-pression) (figure 21), le mélange de vapeur d'échappement et de condensat est habituellement acheminé à travers une chambre de séparation (ballon de détente) où la vapeur est récupérée et utilisée à d'autres fins. Dans un tel système, la puissance d'entrée de la turbine est égale à l'enthalpie de la vapeur d'admission moins l'enthalpie du mélange de vapeur d'échappement et de condensat. Ce type de système exploite plus efficacement l'énergie totale de la vapeur qu'un système à condensation, pourvu que toute la vapeur utilisée à d'autres fins soit condensée et que le condensat soit retourné à la chaudière. Certaines installations à condensation peuvent se servir de la chaleur à basse température du condenseur pour préchauffer de l'air ou des fluides, ou servir comme source de chaleur pour les pompes à chaleur.

L'équation suivante donne une valeur approximative de l'énergie retirée de la vapeur pour produire de l'énergie mécanique:

$$Q_e = \frac{f_s \times (h_i - h_e)}{1\,000\,000}$$

où Q_e = énergie retirée de la vapeur (GJ/h)

f_s = débit de vapeur (kg/h)

h_i = enthalpie de la vapeur d'admission (kJ/kg)

h_e = enthalpie de la vapeur d'échappement et du condensat aux conditions d'échappement (kJ/kg)

1 000 000 = conversion des kJ en GJ.

On peut évaluer la puissance d'entrée totale d'un système à vapeur à l'aide de l'équation suivante:

$$Q_t = \frac{f_s \times (h_i - h_r)}{1\,000\,000}$$

où Q_t = puissance d'entrée totale du système à vapeur (GJ/h)

h_r = enthalpie du condensat de retour (kJ/kg)

Dans plusieurs applications, la vapeur d'échappement contient une quantité importante de condensat. Lorsque l'on veut mesurer le rendement d'un système de turbine équipé d'un récupérateur de chaleur, il faut déterminer séparément l'enthalpie de la vapeur et celle du condensat dans l'équation relative à la récupération de l'énergie.

On obtient ainsi, $$Q_e = \frac{(f_s \times h_i) - (f_{co} \times h_{fo}) - (f_{so} \times h_{go})}{1\,000\,000}$$

où

f_{co} = débit du condensat d'échappement (kg/h)

f_{so} = débit de la vapeur d'échappement (kg/h)

h_{fo} = enthalpie du condensat de sortie (à la température de saturation correspondant à la pression de la vapeur d'échappement) (h_f de la table 6) (kJ/kg)

h_{go} = enthalpie de la vapeur de sortie (à la pression de saturation de la vapeur d'échappement) (h_g de la table 6) (kJ/kg)

Puisque $f_{so} = f_s - f_{co}$, l'équation peut être transformée pour éliminer le besoin de mesurer le débit de la vapeur d'échappement, f_{so}

$$Q_e = \frac{(f_s \times h_i) - (f_{co} \times h_{fo}) - [(f_s - f_{co}) \times h_{go}]}{1\,000\,000}$$

La quantité de vapeur totale nécessaire au fonctionnement de la turbine peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$f_{st} = \frac{f_s \times (Q_t - Q_r)}{Q_t}$$

où f_{st} = débit de vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine (kg/h)

Q_r = énergie récupérée (pour d'autres fins) (GJ/h)

Lorsque toute la vapeur est condensée et utilisée à d'autres fins, on peut simplifier l'équation comme suit:

$$f_{st} = \frac{f_s \times Q_e}{Q_t}$$

Le coût annuel ($/an) de la vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine peut être calculé à l'aide de l'équation suivante:

Coût annuel de la vapeur = $f_{st} \times h \times Cs$

où h = durée de fonctionnement (h/an)

Cs = coût unitaire de la vapeur ($/an)

Analyse énergétique d'une turbine à vapeur

Voici un exemple d'analyse énergétique effectuée sur une turbine sans condensation entraînant un alternateur et utilisée pour réduire la vapeur surchauffée haute pression à une vapeur saturée basse pression. Celle-ci est utilisée pour chauffer de l'eau et est condensée à 100°C. La turbine est raccordée directement à l'alternateur au moyen d'un arbre d'accouplement.

Les données suivantes ont été mesurées et recueillies à partir des plaques signalétiques de l'équipement.

Pression de la vapeur d'admission	4 238 kPa (eff.)
Température de la vapeur d'admission	400°C
Pression de la vapeur de sortie	515 kPa (eff.)
Température de la vapeur de sortie	153°C
Débit de vapeur (mesuré), f_s	3 313 kg/h
Débit du condensat d'échappement (mesuré), f_{co}	99 kg/h
Coût unitaire de la vapeur, C_s	0,022$/kg
Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signalétique), Wt_{on}	340 kW
Débit de vapeur de la turbine (plaque signalétique)	10 kg/kWh

Intensité mesurée (sortie de l'alternateur), I	388 A
Tension mesurée (sortie de l'alternateur), V	575 V triphasé
Rendement de l'alternateur (plaque signalétique), Ef_a	0,92
Facteur de puissance mesuré (sortie de l'alternateur) p.f.	0,80
Durée de fonctionnement, h	8 400 h/an
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05$/kWh

L'annexe E donne la méthode de calcul de la puissance de sortie (Wa_o) d'un alternateur électrique en fonction des conditions de sortie mesurée.

$$Wa_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

$$= \frac{575 \times 388 \times 1{,}73 \times 0{,}80}{1\,000}$$

$$= 309 \text{ kW}$$

La puissance d'entrée de l'arbre de l'alternateur peut également être calculée par l'équation de l'annexe E.

$$Wa_i = \frac{Wa_o}{Ef_a}$$

$$= \frac{309}{0{,}92}$$

$$= 336 \text{ kW}$$

Comme la turbine est directement couplée à l'alternateur, la perte par transmission est négligeable et la puissance d'entrée de l'arbre de l'alternateur (Wa_i) est égale à la puissance de sortie de l'arbre de la turbine (Wt_o).

Comme nous l'avons déjà mentionné, le débit idéal de vapeur, D.I.V. $= \frac{3\,600}{h_i - h_o}$

Il faut alors se référer à la figure 24 et lire horizontalement à partir des conditions d'entrée de la turbine réelle.

Enthalpie de la vapeur d'admission, $h_i = 3\,211$ kJ/kg

Il faut se déplacer verticalement sur la figure 24 à partir des conditions d'entrée de la turbine réelle jusqu'à la ligne de la température de sortie et lire à l'horizontale.

Enthalpie de la vapeur de sortie, $h_o = 2\,721$ kJ/kg

On obtient ainsi, I.S.R. $= \dfrac{3\ 600}{3\ 211 - 2\ 721}$

$= 7{,}35$ kg/kWh

Débit réel de vapeur, A.S.R. $= \dfrac{f_s}{Wt_o}$

$= \dfrac{3\ 313}{336}$

$= 9{,}86$ kg/kWh

Cette valeur se compare au débit de vapeur de 10 kg/kWh de la plaque signalétique.

Rendement mécanique de la turbine à vapeur, $Ef_t = \dfrac{\text{I.S.R.}}{\text{A.S.R.}} \times 100$

$= \dfrac{7{,}35}{9{,}86} \times 100$

$= 74{,}5\%$

Comme nous l'avons déjà mentionné, la puissance d'entrée totale du système à vapeur se calcule de la manière suivante:

$$Q_t = \frac{f_s \times (h_i - h_r)}{1\ 000\ 000}$$

Consulter la table 6 et interpoler la colonne h_f pour un condensat à 100°C.

$h_r = 419$ kJ/kg .

Puissance d'entrée totale du système à vapeur,

$$Q_t = \frac{3\ 313 \times (3\ 211 - 419)}{1\ 000\ 000}$$

$= 9{,}25$ GJ/h

Comme nous l'avons déjà mentionné, l'énergie récupérée de la vapeur est calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$\text{Énergie récupérée, } Q_e = \frac{(f_s \times h_i) - (f_{co} \times h_{fo}) - [(f_s - f_{co}) \times h_{go}]}{1\ 000\ 000}$$

Consulter la table 6 et interpoler les colonnes h_f et h_g pour de la vapeur à 153°C.

Enthalpie du condensat de sortie, $h_{fo} = 645$ kJ/kg

Pareillement, enthalpie de la vapeur d'échappement, $h_{go} = 2\ 749$ kJ/kg

On obtient ainsi, $Q_e = \dfrac{(3\ 313 \times 3\ 211) - (99 \times 645) - [(3\ 313 - 99) \times 2\ 749]}{1\ 000\ 000}$

$= 1{,}74$ GJ/h

Comme le système condense toute la vapeur d'échappement, le débit de vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine (f_{st}) est calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$f_{st} = f_s \times \frac{Q_e}{Q_t}$$

$$= 3\ 313 \times \frac{1{,}74}{9{,}25}$$

623 kg/h

Le coût annuel de la vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine peut également être calculé.

Coût annuel de la vapeur $= f_{st} \times h \times Cs$

$= 623 \times 8\ 400 \times 0{,}022$

$= 115\ 130$\$/an

On peut calculer la valeur annuelle de l'électricité produite par l'alternateur à l'aide de l'équation suivante:

Valeur annuelle de l'électricité $= Wa_e \times Ce \times h$

$= 309 \times 0{,}05 \times 8\ 400$

$= 129\ 780$\$

La turbine et l'alternateur combinées assurent ainsi une économie d'énergie annuelle nette.

Économie d'énergie annuelle $= 129\ 780$\$ $- 115\ 130$\$

$= 14\ 650$\$/an

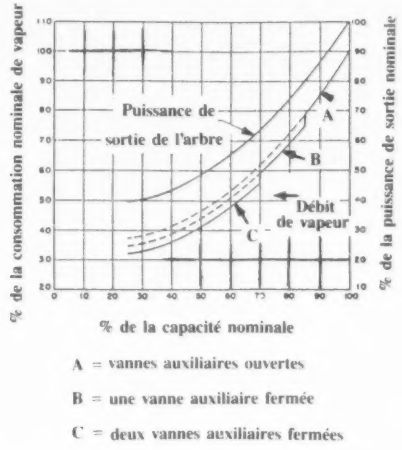
Régulation d'une turbine à vapeur

La méthode de *régulation* de la vitesse et de la puissance de sortie d'une turbine, pour que celle-ci réponde aux exigences de la machine entraînée, représente un aspect important de l'application. Il existe une vaste gamme de systèmes de régulation qui répondent aux exigences d'applications particulières. Une étude approfondie des caractéristiques de ces systèmes ne peut faire l'objet du présent module quoique certaines applications de base et certains effets sur le rendement y sont traités. Les systèmes de régulation d'une turbine remplit habituellement deux fonctions de base:

- Maintenir la vitesse de la turbine constante malgré les fluctuations de charge et de pression de la vapeur d'admission.
- Varier la vitesse de la turbine en fonction des exigences de la machine entraînée.

La table 7 donne, sous forme de tableau, l'effet de la puissance et de la vitesse sur le débit de vapeur.

La méthode de régulation la plus simple consiste à installer un seul régulateur asservissant le clapet d'admission de vapeur et pouvant comporter une ou plusieurs vannes auxiliaires manuelles. Ces dernières ferment les tuyères alimentant la bâche de la turbine à vapeur (figure 23) lorsque la charge est partielle. La figure 25 démontre l'effet des vannes auxiliaires sur le rendement d'une turbine à charge partielle.



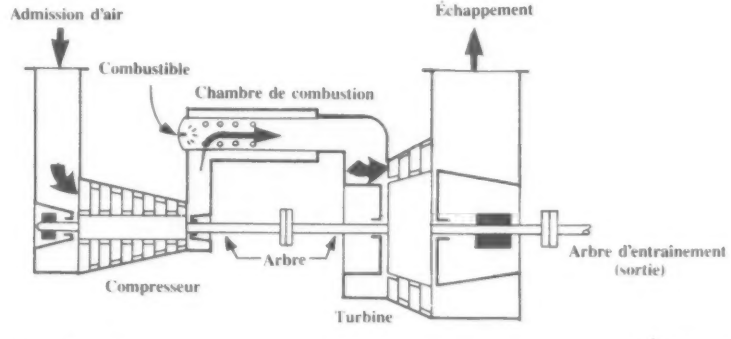
Rendement type à charge partielle avec vannes auxiliaires
Figure 25

Types de turbines à gaz

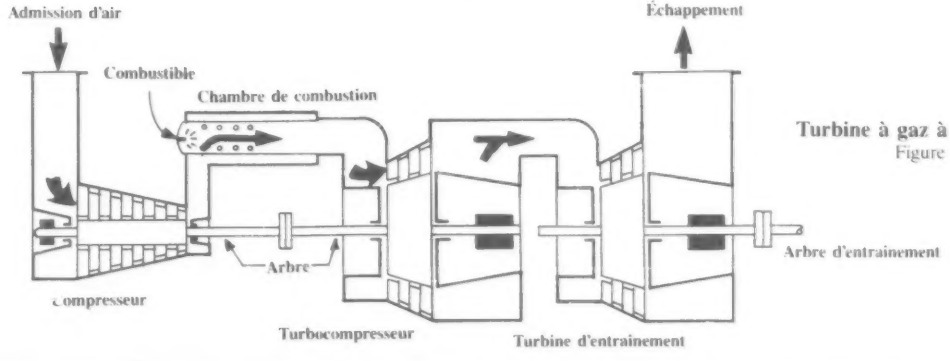
La turbine à gaz comprime l'air de combustion, brûle du combustible dans une chambre de combustion et achemine les gaz chauds à travers une série d'aubes. Le compresseur est habituellement de type centrifuge ou axial et est entraîné par la turbine. Les turbines à gaz sont classées en deux catégories: turbines à un arbre ou à deux arbres.

Dans une turbine à gaz *à un arbre* (figure 26), une seule turbine asservit le compresseur et l'arbre d'entraînement. Dans une turbine à gaz *à deux arbres* (figure 27), une deuxième turbine commande l'arbre d'entraînement.

Le présent module ne traite que les turbines qui puisent l'air d'admission de l'atmosphère (cycle ouvert), tirent toute leur énergie du combustible provenant de la chambre de combustion et produisent plus d'énergie que n'en consomme le compresseur.



Turbine à gaz à un arbre
Figure 26



Turbine à gaz à deux arbres
Figure 27

Principe de fonctionnement de la turbine à gaz

Les turbines à gaz produisent soit de l'énergie mécanique, soit des gaz d'échappement à haute vitesse et à haute température ou une combinaison des deux. L'énergie mécanique peut être utilisée pour alimenter un compresseur, un ventilateur ou une pompe tandis que les gaz d'échappement à haute température peuvent être utilisés pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans une chaudière de récupération de chaleur. Les turbines à gaz peuvent également être utilisées comme machines auxiliaires de systèmes combinés où l'énergie provenant d'autres sources est utilisée pour augmenter la puissance d'entrée de la turbine et où les gaz d'échappement sont utilisés comme air de combustion chaud dans un autre brûleur. L'analyse de ces systèmes intégrés ne fait pas partie du présent module.

La *chambre de combustion* peut brûler une variété de combustibles, y compris le gaz naturel, le diésel et les huiles lourdes résiduelles. L'air comprimé alimente la combustion et refroidit les différentes parties de la turbine à gaz. L'air comprimé qui n'est pas introduit dans la chambre de combustion entoure et refroidit l'enveloppe de celle-ci. Une certaine quantité d'air est dégagée à travers de petites fentes formant sur la surface interne de la chambre de combustion une pellicule d'air froid qui protège l'enveloppe contre les températures élevées des gaz. Avant d'entrer dans la turbine, les gaz de combustion doivent être mélangés avec de l'air pour que leur température ne dépasse pas la limite des composants de la turbine. L'espace annulaire entourant l'arbre est également refroidi par de l'air provenant du compresseur.

La turbine transforme la haute vitesse du gaz qui se détend en énergie mécanique. Les aubes sont identiques à celles des turbines à vapeur à action et à réaction mais les matériaux doivent tolérer les températures de 750 à 1 000°C des gaz de combustion refroidis.

Pour optimiser la combustion et le rendement d'une turbine, l'air de combustion est comprimé à environ 1 200 kPa (eff.). Ceci consomme environ 66% de l'énergie mécanique totale produite par la turbine.

Mesure du rendement d'une turbine à gaz

Pour évaluer une turbine à gaz, il faut effectuer certaines mesures et obtenir certaines données. Pour assurer la fiabilité des résultats, le débit du combustible, la charge et la température doivent demeurer constants pendant la mesure.

On peut déterminer le *débit du combustible* en mesurant les niveaux du réservoir au début et à la fin de la période d'essai ou en relevant la lecture d'un enregistreur de combustible. Lorsque des essais sont effectués sur des turbines à gaz à charge variable, il faut relever des lectures instantanées de débit de combustible.

Dans une installation d'essai, la *puissance de sortie de l'arbre* peut être mesurée directement par un dynamomètre. Lorsque les installations asservissent des compresseurs, des ventilateurs ou des pompes, la meilleure méthode consiste à mesurer la sortie de la machine entraînée et à appliquer les principes de base des compresseurs du présent module et ceux des ventilateurs et des pompes du module 13. Lorsque la turbine entraîne de l'équipement générateur d'électricité, on peut mesurer les valeurs de sortie et appliquer les principes de base des alternateurs de l'annexe E.

Rendement d'une turbine à gaz

Les tables de performance des fournisseurs constituent la source de données la plus fiable pour obtenir les caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz. Puisque plusieurs variables affectent le rendement des turbines, les données sont habituellement obtenues auprès des fournisseurs pour chaque application. Les catalogues ne donnent habituellement que la liste des puissances de sortie maximales admissibles de l'arbre pour des modèles standard. Lorsque les données du fournisseur ne sont pas disponibles, on peut évaluer la consommation énergétique d'une turbine à gaz à l'aide des données et des équations de la présente section.

Caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz

La puissance de sortie nominale de l'arbre indiquée sur la plaque signalétique d'une turbine à gaz est habituellement exprimée en kilowatts ou en cheval-vapeur et comprend toutes les pertes à la boîte d'engrenages. À moins que la turbine à gaz soit spécialement conçue pour une application particulière, la plaque signalétique indique la puissance de sortie de l'arbre pour des conditions normales d'admission d'air à 15°C (288,15 K), au niveau de la mer et à des pressions statiques aux brides d'admission et d'échappement de 101,325 kPa (abs.). Les valeurs suivantes représentent des facteurs de correction de puissance de sortie de l'arbre d'une turbine à gaz nécessaires lorsque les conditions varient.

- *Température d'admission*: chaque hausse de 10 degrés Kelvin diminue la puissance de sortie de 9%.
- *Altitude*: chaque élévation de 100 mètres réduit la puissance de sortie de 1,15%.
- *Pression d'admission*: chaque chute de 10 Pa réduit la puissance de sortie de 0,2%.
- *Pression de sortie*: chaque hausse de 10 Pa réduit la puissance de sortie de 0,12%

Les pression aux brides d'admission et d'échappement sont affectées par l'équipement auxiliaire comme les filtres d'entrée, les silencieux et les chaudières de récupération des chaleurs.

La valeur corrigée de la puissance de sortie de l'arbre de la turbine doit tenir compte des variations des conditions normales pour une installation donnée. En combinant les constantes, la puissance corrigée peut être évaluée à l'aide de l'équation suivante:

$$Wt_{oc} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_i - 288{,}15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ri}}{5\,000} - \frac{P_o}{8\,333} \right]$$

où Wt_{oc} = puissance de sortie corrigée de l'arbre (kW)

Wt_{on} = puissance de sortie de l'arbre (plaque signalétique) (kW)

T_i = température d'admission (K)

AL = altitude (m)

P_{ri} = réduction de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission (Pa).

P_o = élévation de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie (Pa).

Constantes = facteurs de correction combinés qui compensent les variations dans les conditions normales déjà mentionnées.

La *charge* d'une turbine à gaz représente le rapport de la puissance de sortie de l'arbre (Wt_o) à la puissance corrigée de la plaque signalétique, tel qu'exprimé par l'équation suivante:

$$\text{Charge} = \frac{Wt_o}{Wt_{oc}}$$

Rendement d'une turbine à gaz

La performance ou le *rendement thermique* d'une turbine à gaz représente la puissance de sortie divisée par l'énergie totale fournie. Le rendement thermique peut s'exprimer par l'équation suivante:

$$Ef_g = \frac{Wt_o \times 3{,}6}{Q_g} \times 100$$

où Ef_g = rendement thermique de la turbine à gaz (%)

Q_g = puissance d'entrée de la turbine à gaz (MJ/h)

3,6 = conversion des kW en MJ/h

100 = conversion des décimales en pourcentage.

L'énergie totale consommée par une turbine à gaz représente le pouvoir calorifique supérieur du combustible. La puissance d'entrée d'une turbine à gaz (Q_g) peut être évaluée approximativement à l'aide de l'équation suivante:

$$Q_g = f_f \times HHV \times 3\,600$$

où f_f = débit du combustible (L/s pour les liquides ou m^3/s pour les gaz)

HHV = pouvoir calorifique supérieur du combustible (MJ/L pour les liquides ou MJ/m^3 pour les gaz) (du fournisseur ou selon l'annexe C)

3 600 = conversion des secondes en heures.

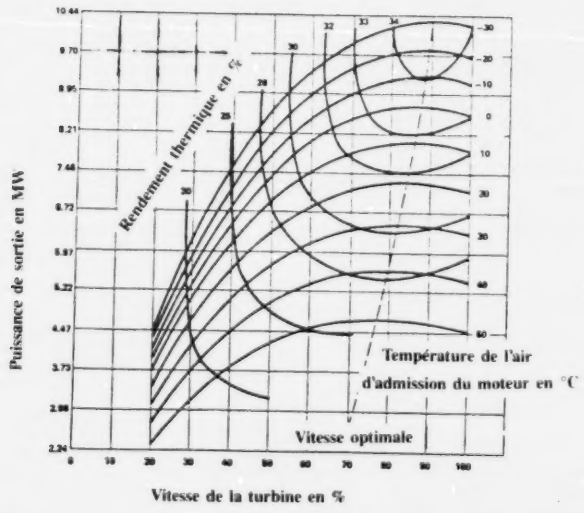
Le coût annuel du combustible ($/an) nécessaire au fonctionnement de la turbine peut être calculé à l'aide de l'équation suivante:

Coût annuel du combustible = f_f x Cf x h x 3 600

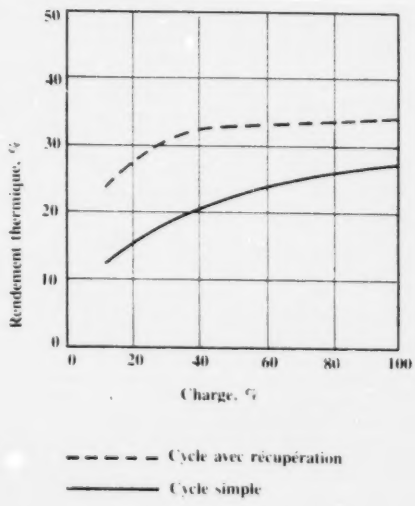
où Cf = coût unitaire du combustible ($/L pour les liquides ou $/$m^3$ pour le gaz).

Consommation énergétique d'une turbine à gaz

Le rendement thermique d'une turbine à gaz type, comme celle des figures 26 ou 27, serait de 18 à 36%. Par exemple, le rendement thermique maximal d'une turbine de 8 MW représentée à la figure 28 dépasserait légèrement 34% à une température d'admission d'air du compresseur de -30°C (243,15 K). L'énergie mécanique requise pour entraîner le compresseur et l'énergie déchargée dans le gaz d'échappement représentent un rendement thermique global similaire à celui d'autres moteurs à combustion. Le rendement thermique peut être augmenté en améliorant le rendement des composants ou en réduisant l'énergie évacuée dans les gaz d'échappement.



Caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz de 8 MW
Figure 28



Rendement à charge partielle de turbines à gaz
Figure 29

L'ajout d'un *régénérateur* peut améliorer le rendement thermique d'une turbine à gaz. Il s'agit d'un échangeur de chaleur qui préchauffe l'air de combustion entre le compresseur et la chambre de combustion en utilisant la chaleur évacuée par le gaz d'échappement de la turbine. Un régénérateur peut augmenter le rendement thermique global à 38%. Il maintient également le rendement thermique de la turbine à gaz sur une plus grande échelle de puissances de sortie et améliore ainsi le rendement de celle-ci lorsque la charge est partielle. La figure 29 montre les effets sur le rendement d'un fonctionnement à charge partielle en pourcentage de charge pour une installation équipée d'un régénérateur.

L'énergie dans les gaz d'échappement représente également une possibilité de récupération de chaleur pouvant réduire le coût d'exploitation net de la turbine. Les gaz chauds d'échappement peuvent être utilisés pour produire de la vapeur basse pression, chauffer de l'eau ou chauffer l'air indirectement.

La *capacité* d'une turbine à gaz est donnée habituellement par la consommation de combustible par unité de puissance de sortie de l'arbre ou la *consommation de combustible spécifique* et s'exprime en megajoules par kilowattheure (MJ/kWh). Cette caractéristique sert à comparer différentes turbines à gaz et à évaluer les changements apportés à une installation donnée. Elle ne tient pas compte de la récupération de la chaleur des gaz d'échappement. Puisque la capacité indiquée sur la plaque signalétique est habituellement basée sur les mêmes conditions normales que celle de la puissance de sortie, la capacité corrigée d'une installation particulière basée sur la capacité nominale peut être calculée à l'aide de l'équation suivante:

$$R_c = R_n \times \frac{Wt_{oc}}{Wt_{on}}$$

où R_c = capacité nominale corrigée de la turbine (MJ/kWh)

R_n = capacité nominale de la turbine (MJ/kWh)

Wt_{oc} = puissance de sortie corrigée de l'arbre (kW)

Wt_{on} = puissance de sortie nominale de l'arbre (kW)

La capacité corrigée représente habituellement la puissance maximale à la vitesse optimale. La capacité nominale réelle d'une turbine à gaz fonctionnant à une charge et à une vitesse données peut être évaluée à l'aide de l'équation suivante:

$$R = \frac{Q_g}{Wt_o}$$

où R = capacité nominale réelle (MJ/kWh)

Q_g = puissance d'entrée de la turbine à gaz (MJ/h)

Wt_o = puissance de sortie de l'arbre de la turbine (kW)

Ou, en prenant le débit réel du combustible, on peut se servir de l'équation suivante:

$$R = \frac{f_f \times HHV \times 3\,600}{Wt_o}$$

où f_f = débit du combustible (L/s pour les liquides ou m^3/s pour les gaz).

HHV = pouvoir calorifique supérieur du combustible (MJ/L pour les liquides ou MJ/m^3 pour les gaz) (du fournisseur ou selon l'annexe C).

3 600 = secondes par heure.

On peut évaluer des variations dans les conditions d'entrée ou de sortie sur la consommation du combustible pour une puissance de sortie donnée, en inversant le rapport des puissances corrigées:

$$f_{f2} = f_{f1} \times \frac{Wt_{oc1}}{Wt_{oc2}}$$

où f_{f1}, f_{f2} = débits du combustible initial et corrigé (L/s ou m^3)

Wt_{oc1}, Wt_{oc2} = puissances de sortie initiale et corrigée de l'arbre de la turbine (kW)

On peut également transformer l'équation pour obtenir le rendement thermique:

$$f_{f2} = f_{f1} \times \frac{Ef_{g1}}{Ef_{g2}}$$

où Ef_{g1}, Ef_{g2} = rendements thermiques initial et corrigé de la turbine à gaz (%)

On peut alors calculer l'économie annuelle en combustible ($/an).

Économie annuelle en combustible = $(f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

où h = durée de fonctionnement (h/an)

Cf = coût unitaire du combustible ($/L ou m^3)

3 600 = secondes par heure

Les turbines à gaz transmettent de l'énergie thermique à l'environnement, aux systèmes de graissage et aux gaz d'échappement. Une petite quantité habituellement irrécupérable est irradiée. L'énergie thermique transmise au système de graissage et aux gaz d'échappement est plus importante et souvent récupérée par des systèmes auxiliares. Des échangeurs de chaleur à air ou à eau refroidissent l'huile de graissage. On peut évaluer la quantité d'énergie dépensée pour le refroidissement de l'huile de graissage à l'aide de l'équation suivante:

$$Q_o = Q_g \times \textit{facteur}$$

où Q_o = énergie de refroidissement de l'huile (kJ/h)

Q_g = puissance d'entrée de la turbine à gaz (MJ/h)

facteur = 4,44 pour une turbine à cycle simple ou 6,55 pour une turbine à cycle de récupération, incluant la conversion des MJ en kJ.

Les gaz d'échappement d'une turbine contiennent une grande quantité d'énergie thermique. Selon des évaluations comparatives, le chaleur contenue à une température supérieure à 150°C représente environ 52% de la puissance d'entrée de la turbine à gaz.

$$Q_x = Q_g \times 0{,}52$$

où Q_x = énergie perdue dans l'échappement (MJ/h)

0,52 = quantité en décimales de la puissance d'entrée

Analyse énergétique d'une turbine à gaz

Par exemple, on a effectué une analyse énergétique d'une turbine à gaz entraînant un compresseur d'air dont la puissance d'entrée de l'arbre requise est de 3 005 kW.

Les données suivantes ont été recueillies à partir de plaques signalétiques et de mesures.

Altitude, AL	920 m
Combustible	gaz naturel
Débit du combustible, f_f	0,41 m^3/s
Pouvoir calorifique supérieure du (annexe C) combustible, HHV	37,2 MJ/m^3
Coût unitaire du combustible, Cf	0,21$/$m^3$

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signalétique) Wt_{on}	3 169 kW
Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o	3 005 kW (puissance d'entrée du compresseur d'air)
Capacité nominale de la turbine, R_n	20,80 MJ/kWh
Durée de fonctionnement, h	7 900 h/an
Température d'admission, T_i	10°C (283,15 K)
Réduction de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, P_{ri}	60 Pa
Hausse de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_o	750 Pa

Puissance d'entrée de la turbine à gaz, Q_g

$= f_f \times HHV \times 3\,600$
$= 0{,}41 \times 37{,}2 \times 3\,600$
$= 54\,907$ MJ/h

Coût annuel du combustible

$= f_f \times Cf \times h \times 3\,600$
$= 0{,}41 \times 0{,}21 \times 7\,900 \times 3\,600$
$= 2\,448\,684$\$/an

Énergie perdue par le refroidissement de l'huile, Q_o

$= Q_g \times 4{,}44$
$= 54\,907 \times 4{,}44$
$= 244$ kJ/h

Énergie perdue dans l'échappement, Q_x

$= Q_g \times 0{,}52$
$= 54\,907 \times 0{,}52$
$= 28\,552$ MJ/h

Les résultats de cette analyse peuvent être utilisés pour comparer diverses conditions de fonctionnement et assurer l'exploitation maximale de l'énergie du combustible. L'énergie requise pour refroidir l'huile peut être utilisée pour chauffer l'eau ou l'air d'autres procédés et l'énergie thermique des gaz d'échappement peut être récupérée dans une chaudière de récupération des chaleurs perdues.

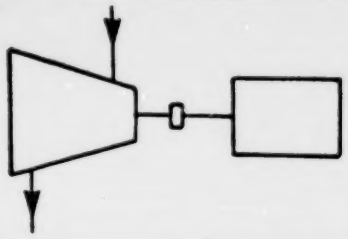
Résumé

Les turbines offrent plusieurs possibilités d'économies d'argent et d'énergie. Un personnel attentif et au courant des méthodes de gestion de l'énergie peut facilement apprendre à reconnaître ces possiblités et à en tirer avantage.

Les turbines sont des machines d'entraînement efficaces lorsque l'énergie thermique de l'échappement peut être exploitée efficacement à d'autres fins.

On peut effectuer une analyse détaillée des turbines pour évaluer la puissance d'entrée, l'échange thermique, les pertes, les coûts et les économies possibles. Les feuilles de travail 14-T1 à 14-T6 récapitulent les données et les calculs nécessaires à l'étude des turbines et de leurs accessoires.

APPAREILLAGE



Turbines à vapeur

Les turbines à vapeur à condensation et sans condensation se subdivisent comme suit (figure 19):

- À réchauffe
- À flux axial
- À extraction
- À induction

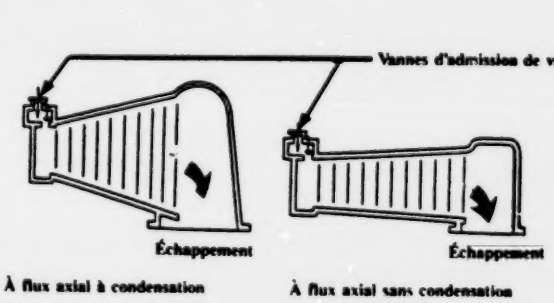
La table 8 donne la liste des caractéristiques de fonctionnement de chaque type de turbine.

Types de turbines à vapeur

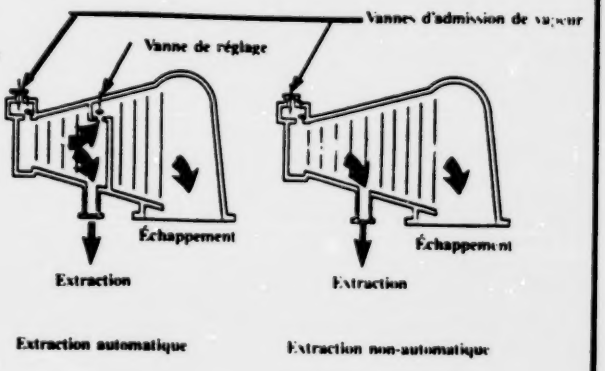
Dans une *turbine à réchauffe*, la vapeur s'écoule à travers un étage et est extraite, rechauffée et retournée à la turbine à l'étage plus bas suivant pour être détendue de nouveau. On rencontre généralement ce type de turbine dans les centrales électriques.

Dans une *turbine à flux axial* (figure 30), le débit de vapeur est réglé à l'admission et passe, sans extraction ou ajout de vapeur, jusqu'à l'échappement. Il s'agit des turbines les plus faciles à faire fonctionner puisqu'elles ne comprennent pas de vannes inter-étages. Les turbines à flux axial sont surtout utilisées pour extraire les ventilateurs et les pompes. Leur coût initial n'est pas élevé et elles sont très souples d'emploi.

Dans une *turbine à extraction* (figure 31), la vapeur est soutirée automatiquement ou à un taux constant à divers points le long de la turbine pour les procédés, le chauffage ou l'alimentation en eau de chauffage d'une chaudière. La puissance d'entrée et la vitesse de la turbine peuvent être réglées en contrôlant le taux de soutirage. Lorsqu'il faut une plus grande puissance mécanique, on peut diminuer la quantité de vapeur soutirée. Ce type de turbine, que l'on rencontre dans les centrales électriques et les industries, peut remplir un double rôle, soit réduire la pression de vapeur pour un procédé tout en produisant la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement de générateurs électriques ou d'autres équipements.

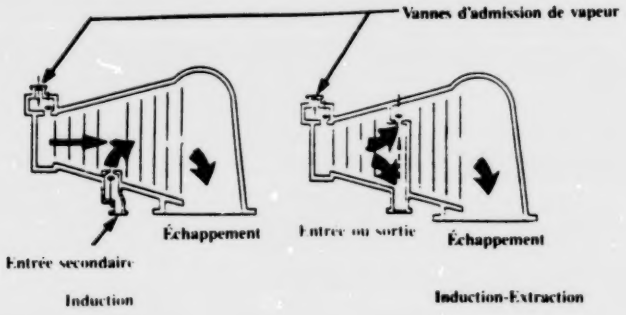


Turbines à vapeur à flux axial
Figure 30



Turbines à vapeur à extraction
Figure 31

Dans une *turbine à induction* (figure 32), les raccords de vapeur intermédiaires sont similaires à ceux de la turbine à extraction, mais la vapeur à pression réduite est acheminée à un étage en aval du régulateur de pression principal fournissant ainsi une partie de l'énergie d'entrée totale. L'induction et l'extraction peuvent se produire dans une même turbine par des orifices distincts. Les exemples de la figure 32 ne montrent qu'un raccord intermédiaire mais d'autres orifices peuvent être utilisés pour l'induction et l'extraction. Cette configuration permet l'exploitation optimale de l'énergie thermique de la vapeur et satisfait les exigences du procédé tout en assurant un rendement global maximal.



Turbines à vapeur à induction
Figure 32

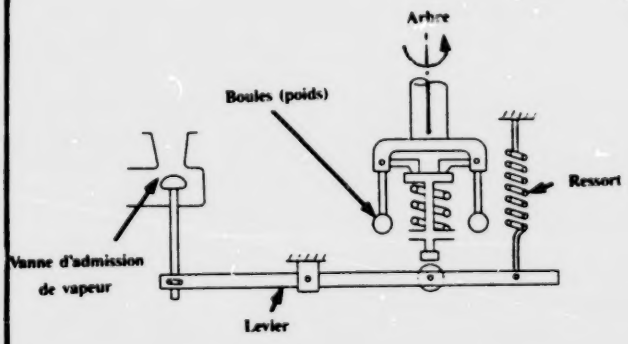
Régulateurs de turbines à vapeur

Comme nous l'avons déjà mentionné dans la section «Notions de base», les régulateurs remplissent deux fonctions.

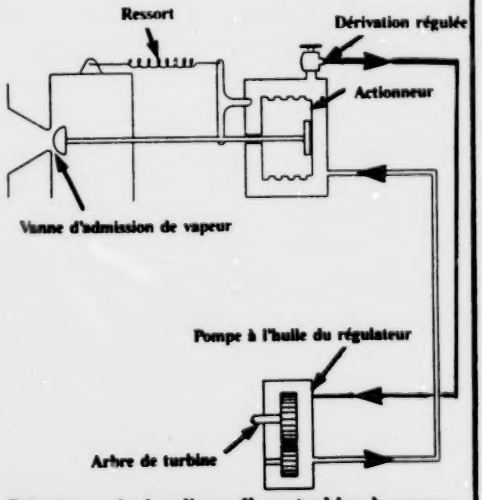
- Maintenir la vitesse de la turbine constante malgré les fluctuations de charge.
- Varier la vitesse de la turbine en fonction des exigences variables de la charge.

Le régulateur de vitesse le plus simple est de type à boules à action directe (figure 33) qui utilise la force centrifuge pour règler l'admission de la vapeur par une articulation mécanique. Ce régulateur s'installe sur les turbines à un étage à entraînement mécanique dont les vitesses et les pressions de vapeur atteignent 5 000 tr/min et 4 150 kPa (eff.) respectivement. Pour obtenir un réglage plus précis de la vitesse variable ou constante, un régulateur automatique doté d'un relais de réglage de débit (figure 34) règle la vanne d'admission de vapeur en variant la pression d'huile et en amplifiant ces variations par un actionneur. Une grosse turbine peut être dotée de plusieurs actionneurs et vannes d'admission de vapeur combinés à des régulateurs de vitesse. Des vannes à vapeur manuelles auxiliaires peuvent quelquefois être installées en aval de la vanne d'admission de vapeur pour limiter le débit à certaines tuyères et assurer un meilleur rendement du régulateur lorsque la charge est réduite.

Certains dispositifs de sûreté sont également utilisés pour empêcher les excès de vitesse et arrêter la turbine sur un signal émis par des dispositifs protecteurs installés sur la machine entraînée. Les dispositifs de sûreté comprennent habituellement une vanne à action rapide isolée de la vanne d'admission de vapeur principale qui coupe l'alimentation à la turbine.



Régulateur à boules d'une turbine à vapeur
Figure 33



Régulateur hydraulique d'une turbine à vapeur
Figure 34

Domaines d'exploitation des turbines à vapeur

L'application des turbines à vapeur est particulière dans les installations industrielles, les bâtiments commerciaux et les immeubles de caractère public où l'exploitation de la vapeur pour produire de l'énergie mécanique peut être économiquement combinée à d'autres utilisations de l'énergie thermique de la vapeur. Dans une usine déjà alimentée en vapeur, des turbines peuvent souvent actionnées efficacement de gros équipements à puissance élevée comme des ventilateurs de 75 à 1 900 kW, des pompes de 18 à 1 900 kW, des générateurs industriels de 10 à 50 000 kW, des compresseurs de 75 à 7 500 kW et des générateurs de centrales électriques de 800 MW.

L'entraînement des compresseurs sur les grosses pompes à chaleur et les refroidisseurs de systèmes de conditionnement d'air constitue une application particulière des turbines à condensation à flux axial. Les gaz d'échappement peuvent être introduits dans un condenseur de vapeur ou dans un refroidisseur à absorption pour récupérer l'énergie de la vapeur. On peut obtenir de plus amples détails sur ce type d'application et d'autres applications en consultant les «Fundamentals and Equipment Handbooks of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers» (ASHRAE).

Avantages et désavantages des turbines à vapeur

Lorsqu'une usine est bien alimentée en vapeur, l'installation de turbines à vapeur peut être plus économique que celle de gros moteurs électriques ou de turbines à gaz. La puissance de sortie des turbines à vapeur est plus élevée que celle des turbines à gaz de taille et de consommation énergétique similaires. Lorsqu'il y a une entente avec la compagnie d'électricité, des alternateurs électriques entraînés par turbine peuvent être utilisés pour fournir une partie de la puissance électrique d'une usine de procédés pendant les charges de pointe et fournir de la puissance à la compagnie d'électricité à d'autres moments. La turbine et les générateurs de vapeur fonctionnent ainsi à leur maximum. De plus, la rentabilité du projet devient intéressante si les taux de l'énergie primaire sont appropriés et qu'il y a possibilité de vendre la puissance de réserve. Il existe une vaste gamme de turbines à vapeur; certains modèles sont dotés d'arbres communs et de pompes pour répondre à des exigences industrielles et électriques.

Les turbines à vapeur présentent les désavantages suivants: nécessité d'un raccord permanent à une source de vapeur fiable, nécessité d'une vapeur de très haute qualité et du contrôle de la qualité de l'eau d'alimentation, possibilité d'endommager les équipements lorsque la vapeur transporte des impuretés (y compris de l'eau) et méthodes de démarrage du système particulières.

Turbines à gaz

Comme l'indique la figure 19, les turbines à gaz se divisent en deux catégories principales: *à un arbre* et *à deux arbres*. Ces deux modèles peuvent être modifiés et dotés d'accessoires qui ne peuvent faire l'objet de la présente étude. La puissance des turbines à gaz varie de quelques kilowatts à 140 000 kW. La vitesse de l'arbre des turbines dont la puissance dépasse 2 000 kW varie habituellement de 3 000 à 6 000 tr/min. Les plus petites turbines peuvent fonctionner à des vitesses atteignant 20 000 tr/min.

Types de turbines à gaz

La figure 26 illustre une turbine à gaz *à un arbre* type. L'arbre transmet l'énergie mécanique produite dans la turbine au compresseur et à la charge. Il faut quelquefois installer une boîte d'engrenages pour certaines applications pour assortir la vitesse de l'arbre d'entraînement aux exigences de la charge.

Pour démarrer, une turbine à gaz à un arbre doit être entraînée par un moteur dont la vitesse est suffisante pour comprimer l'air de combustion. Comme cette vitesse se rapproche de l'échelle de service et que tout l'équipement est raccordé à un seul arbre, la puissance d'entrée du moteur de démarrage doit être élevée. Dans certaines installations, la charge entraînée peut être isolée de l'arbre de la turbine pendant le démarrage au moyen d'un couplage. Les turbines à un arbre sont utilisées lorsque la fréquence de démarrage est peu élevée, comme dans les grandes centrales électriques.

Dans la turbine à gaz *à deux arbres* (figure 27), un arbre raccorde le compresseur et la première turbine, appelée le turbocompresseur, et un second arbre est logé dans la turbine d'entraînement. La première turbine produit suffisamment de puissance pour entraîner le compresseur alors que la deuxième, appelée turbine de travail ou turbine libre, commande l'arbre d'entraînement.

Pour faire démarrer une turbine à gaz à deux arbres, seulement le compresseur et la première turbine doivent être amenées à la vitesse appropriée. La taille de l'équipement de démarrage, la puissance de démarrage et la complexité du train d'engrenages complet sont ainsi réduites. Lorsque la première turbine approche sa pleine vitesse, le débit des gaz de combustion fait démarrer la deuxième.

Accessoires des turbines à gaz

Les régénérateurs et les refroidisseurs intermédiaires font partie de l'équipement utilisé pour augmenter le rendement d'une turbine à gaz.

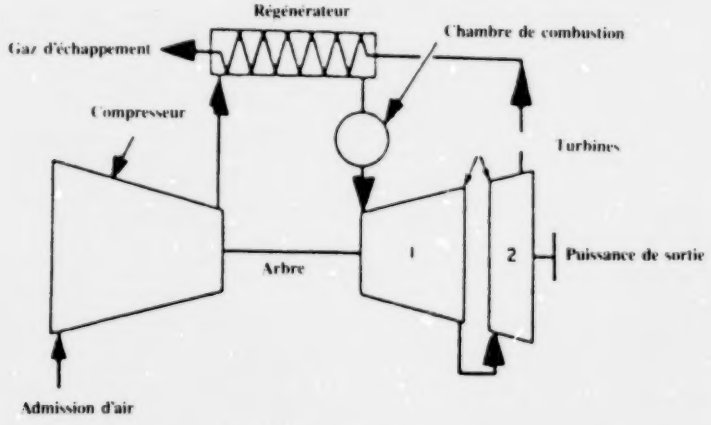
Un *régénérateur* (figure 35), appelé quelquefois récupérateur, est un échangeur de chaleur qui extrait la chaleur des gaz d'échappement de la turbine et préchauffe l'air à l'entrée de la chambre de combustion. L'installation d'un régénérateur est plus facile sur une grosse turbine qui assure une meilleure dérivation de l'air vers le régénérateur.

Un *refroidisseur intermédiaire* est un échangeur de chaleur qui refroidit l'air entre les étages du compresseur. Il est utilisé sur les turbines dotées de deux ou plusieurs compresseurs fonctionnant en série.

L'installation de régénérateurs ou de refroidisseurs intermédiaires sur des turbines à gaz déjà en place nécessite l'aide d'un spécialiste. Le débit d'air doit être maintenu uniforme aux chambres de combustion et aux entrées des étages du compresseur pour éviter tout déséquilibre, refroidissement inégal et point chaud. Lorsque ces appareils sont installés de manière appropriée, ils améliorent le rendement de la turbine de manière sensible et prolongent l'échelle de rendement de celle-ci.

Les démultiplicateurs font habituellement partie intégrante d'une turbine. Leurs composantes doivent être bien assorties à la vitesse et aux caractéristiques de la charge de la turbine.

Sauf dans de très grandes installations, les alternateurs entraînés par turbine pour générer de la puissance électrique sont également choisis en fonction des caractéristiques de la turbine.



Régénérateur d'une turbine à gaz
Figure 35

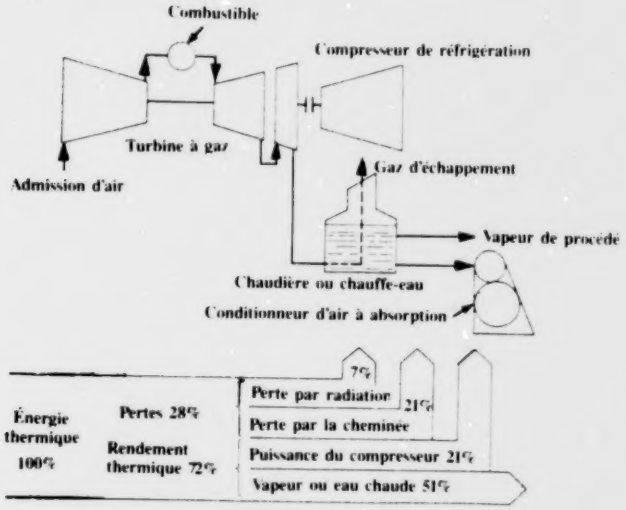
Avantages et désavantages des turbines à gaz

Les applications des turbines à gaz sont très variées et leur fonctionnement n'exige qu'une alimentation en combustible et des systèmes de démarrage et d'échappement. Comparées à d'autres moteurs à combustion interne, les turbines à gaz présentent plusieurs avantages:

- Aucun refroidissement externe.
- Possibilité d'une variété de combustibles.
- Démarrage rapide.
- Faible encombrement et puissance élevée par rapport au poids.
- Faible taux de vibrations.
- Échappement peu pollué.
- Haute fiabilité nécessitant peu d'entretien.
- Mise de fonds peu élevée.

Les turbines à gaz peuvent entraîner des machines dans des endroits éloignés, sans intervention humaine. Elles sont utilisées dans des systèmes intégrés (figure 36) où l'énergie thermique du gaz d'échappement est récupérée. Ce type de système constitue quelquefois le *système énergétique complet* de l'installation. Le rendement thermique global de ces systèmes peut dépasser 95%.

Les turbines à gaz présentent les désavantages suivants: faible rendement thermique individuel, débit élevé de gaz d'échappement chauds, nécessité d'un système de démarrage auxiliaire et niveau de bruit élevé.



Turbine à gaz intégrant un récupérateur de chaleur
Figure 36

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Les possibilités de gestion de l'énergie identifient différentes façons d'utiliser rationnellement l'énergie pour réduire les coûts d'exploitation. Dans le présent chapitre, plusieurs exemples de possibilités types sont donnés sous les rubriques Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration de coût modique et Possibilités de rénovation, exemples concrets à l'appui. Le chapitre n'énumère pas de façon exhaustive toutes les possibilités d'économie d'énergie qu'offrent les turbines à vapeur et à gaz. Il est toutefois destiné à stimuler la vigilance du personnel de gestion, d'exploitation et de maintenance dans la recherche de toutes les possibilités qu'offre leur installation. On recommande de consulter les autres modules de la présente série pour connaître d'autres possibilités de gestion de l'énergie se prêtant à d'autres types d'équipements et de systèmes.

Possibilités de maintenance

Les possibilités de maintenance sont des initiatives de gestion de l'énergie exécutées de façon périodique, au moins une fois par année. En voici quelques exemples:

1. Nettoyer ou remplacer les filtres d'admission d'air.
2. Vérifier régulièrement les vibrations anormales.
3. Faire fonctionner les turbines à vapeur aux conditions optimales selon la vapeur et le condensat.
4. Faire fonctionner les turbines à gaz aux conditions d'admission et de sortie optimales.
5. Vérifier et respecter les jeux aux éléments rotatifs et aux joints de turbine.
6. Arrêter le fonctionnement de l'équipement entraîné par turbine lorsque les charges sont trop faibles.
7. Réviser et mettre en application des mesures de maintenance appropriées.
8. S'assurer du bon fonctionnement de tous les systèmes de régulation de la vitesse.

Exemples concrets de maintenance

Les numéros des exemples suivants correspondent aux rubriques déjà énoncées et détaillent des situations pouvant faire l'objet d'une économie.

1. Nettoyer ou remplacer les filtres d'admission d'air

La fiabilité d'une turbine à gaz dépend de la propreté et de l'efficacité des filtres d'admission d'air. L'infiltration dans la turbine de poussières et d'autres impuretés encrasse les aubes du compresseur, accumule des dépôts dans les passages et use prématurément les paliers, les joints et autres surfaces de contact.

Lorsque les filtres sont colmatés, ils limitent le débit de l'air d'admission à la turbine et réduisent ainsi la puissance globale de celle-ci. Lorsque les filtres d'admission d'air sont nettoyés ou remplacés régulièrement, il y a moins grande perte de charge à l'admission et possibilité d'économiser de l'énergie.

2. Vérifier les vibrations anormales

Les vibrations anormales sont une source de problèmes mécaniques. Il peut s'agir de paliers endommagés, de déséquilibre mécanique ou de déséquilibre dynamique des gaz ou des liquides. Les vibrations dans les générateurs électriques et les alternateurs peuvent être dues au circuit électrique. Ces sources de vibration peuvent entraîner d'importantes pertes énergétiques et doivent faire l'objet d'un examen pour corriger la situation le plus tôt possible.

3. Faire fonctionner les turbines à vapeur aux conditions optimales selon la vapeur et le condensat

L'enthalpie (h_i) de la vapeur d'alimentation doit être maximale alors que celle de la vapeur d'échappement doit être très faible (h_o). Plus l'écart entre h_i et h_o est grand, plus la puissance de sortie est grande. Dans les turbines sans condensation, la pression d'échappement doit demeurer à la valeur la plus faible admissible pour un système à vapeur à basse pression.

4. Faire fonctionner les turbines à gaz aux conditions d'admission et de sortie optimales

Les turbines à gaz doivent fonctionner avec un minimum de pertes à l'aspiration et à la plus faible contre-pression d'échappement possible. Les passages d'admission et d'échappement doivent être vérifiés régulièrement pour s'assurer qu'ils ne sont pas bloqués.

5. Vérifier et respecter les jeux des turbines

Les tolérances des turbines et des turbocompresseurs à gaz sont faibles pour minimiser les fuites et la déflection du débit. Ces jeux doivent être mesurés périodiquement et comparés aux données du fournisseur et aux registres. Grâce à ces comparaisons, certaines sources de fuite peuvent être identifiées.

6. Arrêter le fonctionnement des systèmes

Selon la figure 25, une turbine à vapeur, pour une puissance de sortie entre 0 et 25%, consomme 32% de la vapeur d'alimentation de conception.

Les turbines à gaz doivent fonctionner à environ 50% de leur vitesse maximale pour maintenir le cycle de compression. Le coût énergétique devient ainsi très élevé lorsqu'on fait fonctionner le compresseur au ralenti ou à très faible charge.

L'arrêt des turbines peut faire réaliser d'importantes économies lorsque les faibles charges peuvent être asservies à d'autres commandes comme un moteur électrique.

7. Mettre en application un programme d'entretien

On recommande d'élaborer un programme d'entretien répondant aux besoins spécifiques de l'installation et comprenant les tâches suivantes:

- Quotidiennement: surveiller les bruits suspects, les vibrations, la température de l'huile de graissage, les divers joints et raccords, les fuites et l'équipement auxiliaire. Relever les lectures des jauges et des appareils de mesure en place et des instruments à l'admission et à l'échappement ainsi que les registres.
- Mensuellement: examiner les systèmes d'admission et d'échappement, vérifier la lubrification et le taux de contaminants des huiles, graisser les raccords appropriés, vérifier les systèmes de sécurité, remplacer les filtres à l'huile, examiner les accouplements d'arbre, examiner le système et les bougies d'allumage, vérifier si tous les connexions exposées et les boulons sont bien serrés et vérifier l'état de l'équipement auxiliaire.
- Annuellement: examiner les tuyères d'alimentation, régler tous les appareils de mesure, faire un essai de rendement et effectuer les réparations nécessaires, vérifier en profondeur tout l'équipement auxiliaire et examiner tous les paliers accessibles.

8. Vérifier et régler les régulateurs de vitesse

Le régulateur de vitesse d'une turbine peut être la clé de son bon fonctionnement. Les régulateurs peuvent assurer un fonctionnement à vitesse fixe lorsque les charges sont variables ou une vitesse variable en fonction d'une commande. Dans tous les cas, le régulateur de vitesse doit être vérifié périodiquement pour s'assurer de son bon fonctionnement et de sa conformité aux caractéristiques de la machine entraînée et du profil de charge. Dans certaines applications, le régulateur de vitesse est très important et son fonctionnement a un rapport direct avec l'efficacité de celui de la machine entraînée par la turbine. Par exemple, le rendement optimal d'un compresseur centrifuge entraîné par turbine, lorsque la charge est variable, dépend de la régulation précise de sa vitesse.

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût n'est pas élevé. En voici quelques exemples:

1. Modifier ou relocaliser les prises d'air pour alimenter les turbines à gaz en air froid.
2. Récupérer la chaleur produite par le refroidisseur d'huile d'une turbine à gaz.
3. Isoler l'équipement de manière appropriée.
4. Ajouter ou relocaliser les appareils de régulation, comme les détecteurs de température et de pression, pour optimiser le fonctionnement du système.

Exemples concrets d'amélioration de coût modique

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent aux rubriques déjà énoncées.

1. Relocaliser les prises d'air

Une turbine à gaz entraînant un alternateur et installée dans une chaufferie aspirait l'air à 15°C provenant du système d'air d'appoint de la chaufferie. On s'est aperçu que l'on pouvait économiser du combustible en raccordant directement l'aor extérieur à la turbine pendant la période de l'année où la température de l'air extérieur était inférieure à celle du système d'air d'appoint. Des registres de température indiquaient que la température extérieure était habituellement inférieure à 15°C, 3 200 heures par année et que la température extérieure moyenne était de 5°C pour cette période. Selon les registres relatifs à la consommation de combustible, l'alimentation en gaz naturel pour la même période était en moyenne de 0,0424 m^3/s. Le coût unitaire du gaz naturel était de 0,21$/$m^3$.

Les données suivantes ont été enregistrées par des appareils de mesure et obtenues de plaques signalétiques.

Puissance de sortie de l'arbre de turbine (plaque signalétique), Wt_{on}	620 kW
Altitude, AL	130 m
Réduction initiale de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, P_{ri}	0 Pa (eff.)
Augmentation de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_o	250 Pa (eff.)

La perte de charge dans la nouvelle canalisation réduirait la pression à la bride d'admission à 14 Pa sous la pression atmosphérique.

À l'aide de la feuille de travail 14-T1, on a obtenu un débit corrigé de combustible de 0,0389 m^3/s et des économies annuelles de combustible de 8 467$/.

On a évalué à 6 500$, le coût d'installation d'une gaine d'admission.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{6\,500\$}{8\,467\$}$$

$$= 0{,}8 \text{ an (9 mois)}$$

2. Récupérer la chaleur du refroidisseur d'huile

Une turbine à gaz naturel équipée d'un régénérateur évacuait l'eau de refroidissement de l'huile directement à l'égout. On s'est aperçu que la chaleur produite par le refroidisseur d'huile pouvait être utilisée pour préchauffer l'eau chaude pour les procédés de l'usine. La turbine consomme du gaz naturel à un débit de 0,75 m^3/s.

La chaleur récupérée déplacerait la vapeur saturée dont le pouvoir calorifique était de 2 200 kg/kJ. Le personnel d'exploitation de l'usine a établi à 0,022$/kg le coût unitaire de la vapeur. La chaleur récupérée est utilisable 8 heures par jour, 260 jours par année, soit un total de 2 080 heures par année.

À l'aide de la feuille de travail 14-T2, on a obtenu une économie annuelle maximale de vapeur de 1 368$. On a évalué à 1 500$, le coût d'installation d'un échangeur de chaleur et le raccordement de la tuyauterie appropriée.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,500\$}{1\,368\$}$$

$$= 1{,}1 \text{ an}$$

3. Isoler de manière appropriée

Lorsque les turbines à gaz ou à vapeur sont isolées de manière appropriée, il y a réduction de pertes d'énergie thermique. Celles-ci réduisent la température et, par conséquent le volume et la pression de la vapeur ou des gaz de combustion. Comme les turbines dépendent de la détente de la vapeur ou du gaz d'une haute à une basse pression, toute perte extérieure qui réduit la pression réduit également la quantité d'énergie disponible à l'intérieur de la machine et par conséquent, la puissance de la turbine.

La puissance de sortie d'une turbine à vapeur est augmentée lorsque tous les composants transporteurs de vapeur sont bien isolés. Les condenseurs des turbines à condensation peuvent être isolés pour réduire le coût du refroidissement ambiant.

Les gaines d'air et le compresseur des turbines à gaz peuvent être isolés pour conserver la chaleur accumulée par l'air pendant le cycle de compression. On peut également isoler les régénérateurs et les chambres de combustion secondaires pour conserver la chaleur des gaz et de l'air de combustion. Lorsque l'échappement de la turbine est raccordé à un appareil secondaire, la tubulure d'échappement et le réseau de gaines devraient être isolés pour conserver l'énergie thermique du gaz. Même lorsque les turbines à gaz évacuent à l'atmosphère, l'enveloppe de la turbine et la tubulure d'échappement devraient être isolées pour assurer la protection du personnel et réduire les exigences en refroidissement de l'établissement.

La température des surfaces et des composants ne doit toutefois pas dépassée les limites prescrites par le constructeur. Le niveau d'isolation optimal dépend de la température de surface désirée, de la température ambiante et du coût de la vapeur et du combustible.

4. Optimiser l'emplacement des appareils de régulation

L'emplacement des appareils de régulation, tels les détecteurs de température et de pression, les débitmètres et les détecteurs de débit, peuvent ne pas être installés aux bons endroits. Seul un personnel compétent spécialisé dans les turbines et les appareils de régulation doit retirer, relocaliser ou installer les appareils de régulation. Avant d'entreprendre un travail sur une turbine, il faut consulter le fournisseur pour discuter des changements envisagés. Celui-ci peut alors donner des renseignements pour optimiser les changements, soumettre les procédures appropriées, donner des méthodes de vérification de la valeur des changements et mettre en évidence tout effet néfaste sur la turbine et ses accessoires.

Possibilités de rénovation

Les possibilités de rénovation sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées en une seule fois et dont le coût est important. La plupart des possibilités de cette catégorie demande l'analyse approfondie d'un spécialiste. Des exemples concrets appuient certaines possibilités de gestion de l'énergie alors que d'autres cas ne font que l'objet d'un commentaire. En voici quelques exemples:

1. Préchauffer l'air de combustion de la turbine à gaz avec les gaz d'échappement.
2. Récupérer la chaleur de l'échappement de la turbine à gaz.
3. Modifier les canalisations d'entrée et de sortie pour réduire les pertes de débit.
4. Récupérer la chaleur dégagée par les turbines.
5. Améliorer les composants des turbines pour qu'ils deviennent plus efficaces.
6. Optimiser le système de régulation en installant des appareils qui se prêtent mieux à l'application.
7. Installer une turbine à contre-pression comme détendeur de pression.
8. Optimiser les conditions d'admission et de sortie des turbines à vapeur.

Exemples concrets de rénovation

Les feuilles de travail peuvent être utilisées pour évaluer les économies possibles d'argent. Les numéros des exemples suivants correspondent aux rubriques déjà énoncées.

1. Installer un régénérateur sur une turbine à gaz

On a proposé d'ajouter un régénérateur léger sur une turbine à gaz naturel pour préchauffer l'air de combustion à l'aide des gaz d'échappement. La turbine entraîne un alternateur qui produit de l'électricité et assure continuellement la puissance nominale de l'alternateur pour 351 jours ou 8 424 heures par année. Un fournisseur de régénérateurs a révisé la fiche technique de la turbine et a garanti un rendement thermique additionnel de 4% à la même puissance. Le coût unitaire du gaz naturel était de 0,21$/m^3.

Les données suivantes ont été mesurées ou recueillies à partir des plaques signalétiques de l'équipement.

Puissance de sortie de l'alternateur	900 kW
Tension nominale (plaque signalétique de l'alternateur), V_r	12 000 V
Intensité nominale à pleine charge (plaque signalétique de l'alternateur), I_r	49,5 A
Facteur de puissance nominal à pleine charge (plaque signalétique de l'alternateur) p.f.$_r$	0,88
Tension mesurée (sortie de l'alternateur) V	12 000 V
Intensité mesurée (sortie de l'alternateur) I	49,25 A
Facteur de puissance mesuré (sortie de l'alternateur), p.f.	0,88
Phases	3
Débit initial du combustible, f_{fl}	0,094 m^3/s

À l'aide de la feuille de travail 14-E3, on a obtenu une puissance d'entrée de l'arbre de l'alternateur de 978 kW. Comme l'alternateur était directement entraîné par la turbine, la puissance de sortie était égale à la puissance d'entrée de l'arbre.

À l'aide de la feuille de travail 14-T3, on a évalué à 76 423$, l'économie annuelle en combustible pour une hausse de rendement de la turbine de 4%.

Le coût de l'installation du régénérateur a été évalué à 280 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{280\,000\$}{76\,423\$}$$

$$= 3{,}7 \text{ ans}$$

2. Récupérer la chaleur de l'échappement d'une turbine à gaz

Les opérateurs d'une raffinerie de minerai désiraient récupérer le gaz d'échappement d'une turbine à gaz naturel déjà existante pour sécher directement le minerai. Celui-ci était séché par un appareil à gaz qui consommait 694 000 m^3 de gaz naturel par année. Le procédé fonctionnait continuellement pendant 336 jours, ou 8 064 heures par année. Après avoir mesuré à 0,106 m^3/s la consommation de combustible de la turbine, le fournisseur de la turbine en a conclu que les gaz d'échappement pouvaient répondre aux exigences de séchage. La contre-pression requise à l'échappement de la turbine pour déplacer le gaz à travers le sécheur a été évaluée à 950 Pa (eff.). Le coût unitaire du gaz naturel est de 0,21$/$m^3$.

Les données suivantes ont été mesurées ou enregistrées à partir des plaques signalétiques de l'équipement.

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signalétique), Wt_{on}	1 170 kW
Altitude, AL	0 m
Température d'entrée initiale (moyenne), T_{il} (288,15 K)	15°C
Réduction initiale de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, P_{ril}	0 Pa
Hausse initiale de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{ol}	0 Pa

Économie annuelle relative au coût de combustible du sécheur = 694 000 m^3/an x 0,21$/$m^3$

= 145 740$/an

À l'aide de la feuille de travail 14-T1, on a évalué à 85 349$ par année, la hausse du coût du combustible nécessaire au fonctionnement de la turbine à la pression du gaz d'échappement.

La mise de fonds relative à l'installation du réseau de gaines haute température nécessaire et à la conversion du sécheur a été évalué à 220 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{220\,000\$}{145\,700\$ - 85\,349\$}$$

= 3,6 ans

3. Réduire les pertes au niveau des raccords

Le réseau de tuyauteries et de gaines raccordées aux turbines sont habituellement dimensionnées de façon à optimiser les diverses contraintes d'économie, de poids, de friction, de perte d'espace et de matériaux. Dans plusieurs cas, les pertes par frottement ne sont pas une contrainte importante. On peut réaliser des économies sur les coûts d'exploitation en grossissant la tuyauterie, les gaines, les vannes, les filtres, les raccords des appareils de mesure, les échangeurs de chaleur et les passages. Il faut toutefois consulter le fournisseur pour s'assurer que ces modifications n'auront pas d'effets néfastes sur le fonctionnement de la turbine.

4. Récupérer la chaleur dégagée par les turbines

Certaines surfaces de turbines doivent être refroidies de l'extérieur à cause des températures internes très élevées. La chaleur qui se dégage de ces surfaces peut être récupérée pour le chauffage d'ambiance, le séchage ou le préchauffage de l'air de procédé. La meilleure façon de déterminer la quantité d'énergie disponible est de mesurer la température et le débit de l'air. Cette chaleur récupérée peut faire réaliser des économies lorsqu'elle remplace des sources d'énergie plus coûteuses.

5. Revêtir les aubes du compresseur

Lors de la remise en état d'une turbine à gaz de 12 000 kW, les aubes de rechange du compresseur ont été enduites d'aluminide de fer pour réduire le frottement à la surface. Selon les registres, lorsque la turbine était neuve, sa puissance de sortie était de 12 020 kW à une température d'admission de 32°C, et sa consommation de gaz naturel était de 1,418 m^3/s. Après la remise en état, les mêmes puissance de sortie et température d'admission nécessitent une consommation de 1,331 m^3/s de gaz naturel. Le revêtement a augmenté le coût de la rénovation de 53 270$. Le coût du combustible était de 0,21$/$m^3$.

À l'aide de la feuille de travail 14-T4, on a évalué à 554 063$ les économies annuelles en combustible.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{53\,270\$}{554\,063\$}$$

= 0,1 an (1 mois)

De plus, comme le revêtement est plus dur que le matériau même de l'aube, on s'attend à ce que la période entre les remises en état soit prolongée. Le revêtement doit être effectué de façon à ne pas affecter l'équilibre de la turbine.

6. Installer des vannes d'admission de vapeur automatiques

Des vannes auxiliaires automatiques réglant efficacement les tuyères en service améliorent de manière sensible l'efficacité d'une turbine à vapeur à charge variable. L'installation de ces appareils demande toutefois la compétence d'un spécialiste. La figure 25 des «Notions de base» donnent les caractéristiques de fonctionnement d'une turbine dotée de vannes auxiliaires.

7. Utiliser la turbine à vapeur comme détendeur de pression

Une usine génère de la vapeur saturée à 1 825 kPa (abs.) dans une chaudière. Une certaine quantité de cette vapeur est acheminée à travers un détendeur pour obtenir une pression de 271 kPa (abs.) et chauffer l'eau de procédé. On a décidé d'examiner la possibilité d'économiser de l'énergie en utilisant une turbine à contre-pression qui réduirait la pression et produirait l'électricité de l'usine. On a mesuré le débit de vapeur nécessaire au chauffage de l'eau de procédé et obtenu 2 500 kg/h pendant la période de fonctionnement de l'usine, soit 16 heures par jour, 250 jours par année ou 4 000 heures par année. Pour les fins de cette analyse, on a supposé que le condensat du chauffe-eau du procédé était retourné à la chaudière à une température de saturation correspondant à 271 kPa (abs.).

Après l'étude des turbo-alternateurs et de leur débit de vapeur disponible, on en a choisi un avec une capacité électrique 138 kW et une alimentation en vapeur saturée de 2 437 kg/h à 1 825 kPa (abs.). Les conditions nominales de la vapeur d'échappement étaient de 271 kPa (abs.) et la teneur en humidité était de 6,4 %.

Le détendeur de pression devait fonctionner pour maintenir la pression constante dans le système à vapeur basse pression et assurer un débit de vapeur pendant les pointes de charge.

À l'aide de la feuille de travail 14-T5, on a évalué le coût annuel de la vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine à 20 416$. On a établi à 27 600$ par année, le coût de production d'électricité et évalué à 7 184$ l'économie annuelle d'énergie.

On a évalué à 32 000$ le coût d'installation de la turbine.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{32\,000\$}{7\,184\$}$$

$$= 4{,}5 \text{ ans}$$

8. Faire fonctionner le condenseur de vapeur aux valeurs nominales prescrites

Une turbine à vapeur à condensation de 670 kW entraînant une grosse pompe de procédé fonctionnait à une pression de vapeur d'échappement de 14 kPa (abs.) alors que la pression de calcul était de 6 kPa (abs.). Cette haute pression était due à un condenseur encrassé. On a décidé de calculer les économies en vapeur réalisables en remettant le condenseur à son état initial. La pompe fonctionnait continuellement pendant 337 jours ou 8 088 heures par année. Selon les registres relatifs aux débits de vapeur, le débit moyen de vapeur d'admission de la turbine était de 860 kg/h. La pression de vapeur surchauffée d'alimentation était de 2 312 kPa (eff.) à 260°C. Le coût de la vapeur était de 0,022$/kg.

À l'aide de la feuille de travail 14-T6, on a évalué à 3 737$, l'économie annuelle en vapeur.

On a évalué à 15 000$ le coût relatif au nettoyage et au remplaçage des nouveaux tubes du condenseur.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{15\,000\$}{3\,737\$}$$

$$= 4 \text{ ans}$$

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz

Feuille de travail 14-T1
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - TURBINES Par: MBE

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signétique), Wt_{on}	620	kW
Altitude, AL	130	m
Température d'entrée initiale, T_{i1}	288,15	K
Température d'entrée corrigée, T_{i2}	278,15	K
Réduction initiale de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{i1}	0	Pa
Réduction corrigée de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{i2}	14	Pa
Hausse initiale de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{o1}	250	Pa
Hausse corrigée de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{o2}	250	Pa
Débit initial du combustible (mesuré), f_{i1}	0,0424	~~l/s ou~~ m^3/s
Coût unitaire du combustible, Cf	0,21	~~$/L ou~~ $/$m^3$
Durée de fonctionnement, h	3 200	h/an

Puissance de sortie corrigée initiale de l'arbre de la turbine,

$$Wt_{oc1} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{i1} - 288{,}15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ri1}}{5\,000} - \frac{P_{o1}}{8\,333}\right]$$

$$= 620 \times \left[1 - \frac{(288{,}15 - 288{,}15)}{111} - \frac{130}{8\,696} - \frac{0}{5\,000} - \frac{250}{8\,333}\right]$$

$$= 592 \text{ kW}$$

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T1
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - TURBINES Par: MBE

Puissance de sortie corrigée de l'arbre de la turbine.

$$Wt_{oc2} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{i2} - 288.15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ri2}}{5\,000} - \frac{P_{o2}}{8\,333}\right]$$

$$= 620 \times \left[1 - \frac{(278,15 - 288.15)}{111} - \frac{130}{8\,696} - \frac{14}{5\,000} - \frac{250}{8\,333}\right]$$

$$= \underline{646} \text{ kW}$$

Débit corrigé du combustible, $f_{i2} = f_{i1} \times \frac{Wt_{oc1}}{Wt_{oc2}}$

$$= 0,0424 \times \frac{592}{646}$$

$$= \underline{0,0389} \text{ ~~L/s ou~~ } m^3/s$$

Économie annuelle en combustible = $(f_{i1} - f_{i2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

$$= (0,0424 - 0,0389) \times 3\,200 \times 0,21 \times 3\,600$$

$$= \underline{8\,467} \text{ \$/an}$$

Récupération de la chaleur d'un refroidisseur d'huile d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T2
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #2 Date: 86/08/19

Endroit: COÛT MODIQUE - TURBINES Par: MBE

Débit du combustible (mesuré), f_f 0,075 ~~L/s ou~~ m^3/s

Facteur de rejet de la chaleur de l'huile (4,44 pour un cycle simple ou 6,55 pour un cycle de récupération) 6,55

Durée de fonctionnement (chaleur récupérée utile), h 2080 h/an

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Appendix C) 37,2 ~~MJ/L ou~~ MJ/m^3

Coût unitaire de la vapeur, Cs 0,022 $/kg

Pouvoir calorifique de la vapeur déplacée 2200 kJ/kg (1)

Puissance d'entrée de la turbine à gaz, $Q_g = f_f \times HHV \times 3\,600$

$= 0,075 \times 37,2 \times 3\,600$

$= 10\,044$ MJ/h

Énergie de refroidissemt de l'huile, $Q_o = Q_g \times$ *facteur*

$= 10\,044 \times 6,55$

$= 65\,788$ kJ/h

Débit de vapeur déplacé, $f_{sd} = \frac{Q_o}{(1)}$

$= \frac{65\,788}{2\,200}$

$= 29,9$ kg/h

Économie annuelle en vapeur, $= f_{sd} \times h \times Cs$

$= 29,9 \times 2\,080 \times 0,022$

$= 1\,368$ $/an

Rendement d'un alternateur électrique

Feuille de travail 14-E3
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE NO 1) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Données relatives à l'alternateur (plaque signalétique ou mesures)

Tension nominale, V_r 12 000 V

Intensité nominale à pleine charge, I_r 49,5 A

Tension mesurée, V 12 000 V

Intensité mesurée, I 49,25 A

Constante de phase, Y (1,73 pour triphasé, 1 pour monophasé) 1,73

Puissance de sortie (plaque signalétique) 900 kW

Facteur de puissance mesuré à pleine charge, $p.f._r$ 0,88 (décimales)

Facteur de puissance mesuré, p.f. 0,88 (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r}$$

$$= \frac{49,25 \times 12\,000 \times 0,88}{49,5 \times 12\,000 \times 0,88}$$

$$= 0,99$$

Rendement de l'alternateur, Ef_a (figure E-1) 0,92 (décimales)

$$\text{Puissance de sortie de l'alternateur, } Wa_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

$$= \frac{12\,000 \times 49,25 \times 1,73 \times 0,88}{1\,000}$$

$$= 900 \text{ kW}$$

$$\text{Puissance d'entree de l'arbre de l'alternateur, } Wa_i = \frac{Wa_o}{Ef_a} = \frac{900}{0,92}$$

$$= 978 \text{ kW } (= W_{t_o})$$

Installation d'un régénérateur sur une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T3
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE Nº 2) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o 978 kW (W_a; DE LA FEUILLE DE TRAVAIL 14-E3)

Débit initial du combustible, f_{fl} 0,094 ~~L/s ou~~ m^3/s

Hausse du rendement de la turbine avec régénérateur (fournisseur) 4 % (1)

Durée de fonctionnement, h 8 424 h/an

Pouvoir calorifique supérieur, HHV (Appendix C) 37,2 ~~MJ/L ou~~ MJ/m^3

Coût unitaire du combustible, Cf 0,21 ~~$/L ou~~ $/$m^3$

Puissance d'entrée initiale de la turbine à gaz, $Q_{gl} = f_{fl} \times HHV \times 3\,600$

$= 0,094 \times 37,2 \times 3\,600$

$= 12\,588$ MJ/h

Rendement thermique initial de la turbine à gaz, $Ef_{gl} = \dfrac{Wt_o \times 360}{Q_{gl}}$

$= \dfrac{978 \times 360}{12\,588}$

$= .28$ %

Rendement thermique corrigé de la turbine à gaz, $Ef_{g2} = Ef_{gl} +$

$= 28 + 4$

$= 32$ %

Installation d'un régénérateur sur une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T3
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 (FEUILLE N°3) Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Débit corrigé du combustible, $f_{f2} = f_{f1} \times \frac{Ef_{g1}}{Ef_{g2}}$

$= 0,094 \times \frac{28}{32}$

$=$ 0,082 L/s ou m^3/s

Économie annuelle en combustible $= (f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

$= (0,094 - 0,082) \times 8\,424 \times 0,21 \times 3\,600$

$=$ 76 423 $/an

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz

Feuille de travail 14-T1
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signétique), Wt_{on}	1 170	kW
Altitude, AL	0	m
Température d'entrée initiale, T_{i1}	288,15	K
Température d'entrée corrigée, T_{i2}	288,15	K (= T_{i1})
Réduction initiale de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{i1}	0	Pa
Réduction corrigée de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{i2}	0	Pa
Hausse initiale de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{o1}	0	Pa
Hausse corrigée de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{o2}	950	Pa
Débit initial du combustible (mesuré), f_{fi}	0,106	~~L/s ou~~ m^3/s
Coût unitaire du combustible, Cf	0,21	~~$/L ou~~ $/$m^3$
Durée de fonctionnement, h	8 064	h/an

Puissance de sortie corrigée initiale de l'arbre de la turbine.

$$Wt_{oci} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{i1} - 288{,}15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ri1}}{5\,000} - \frac{P_{o1}}{8\,333}\right]$$

$$= 1\,170 \times \left[1 - \frac{(288{,}15 - 288{,}15)}{111} - \frac{0}{8\,696} - \frac{0}{5\,000} - \frac{0}{8\,333}\right]$$

$$= \underline{1170} \text{ kW}$$

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T1
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #2 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Puissance de sortie corrigée de l'arbre de la turbine.

$$Wt_{oc2} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{i2} - 288.15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{i2}}{5\,000} - \frac{P_{o2}}{8\,333}\right]$$

$$= 1170 \times \left[1 - \frac{(288,15 - 288.15)}{111} - \frac{0}{8\,696} - \frac{0}{5\,000} - \frac{950}{8\,333}\right]$$

$$= \underline{1\,037} \text{ kW}$$

Débit corrigé du combustible, $f_{i2} = f_{i1} \times \frac{Wt_{oc1}}{Wt_{oc2}}$

$$= 0,106 \times \frac{1\,170}{1\,037}$$

$$= \underline{0,120} \text{ ~~L/s ou~~ } m^3/s$$

Économie annuelle en combustible = $(f_{i1} - f_{i2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

$$= (0,106 - 0,120) \times 8\,064 \times 0,21 \times 3\,600$$

$$= \underline{(-)\ 85\,349} \text{ \$/an}$$

(COÛT ADDITIONEL)

Amélioration du rendement d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T4
(Page 1 de 1)

Entreprise: EXEMPLE #5 Date: 86/08/19

Edroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

DONNÉES RELATIVES À LA TURBINE: (plaque signalétique ou mesures)

Débit initial du combustible, f_{f1} 1,418 ~~L/s ou~~ m^3/s

Débit corrigé du combustible, f_{f2} 1,331 ~~L/s ou~~ m^3/s

Coût unitaire du combustible, Cf 0,21 ~~$/L ou~~ $/$m^3$

Durée de fonctionnement, h 8 424 h/an

Économie annuelle en combustible = $(f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

$= (1,418 - 1,331) \times 8\,424 \times 0,21 \times 3\,600$

$=$ 554 063 $/an

Turbine à vapeur utilisée comme détendeur de pression

Feuille de travail 14-T5
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #7 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Débit de vapeur, f_s	2 437	kg/h
Pression de la vapeur d'admission	1825	kPa(abs.)
Enthalpie de la pression d'admission, h_i (h_g — table 6)	2795	kJ/kg
Pression de la vapeur de sortie	271	kPa(abs.)
Pourcentage d'humidité constante dans la vapeur de sortie (figure 24)	6,4	% (1)
Enthalpie de la vapeur de sortie, h_{go} (h_g — table 6)	2 720	kJ/kg
Enthalpie du condensat de sortie, h_{fo} (h_f — table 6)	548	kJ/kg
Température du condensat de retour	———	°C
Enthalpie du condensat de retour, h_r	548	kJ/kg (= h_{fo} pour cet exemple)
Puissance de sortie de l'alternateur, Wa_o (feuille 14-E3 ou constructeur)	138	kW
Coût unitaire de la vapeur, Cs	0,022	$/kg
Coût unitaire de l'électricité, Ce	0,05	$/kWh
Durée de fonctionnement, h	4 000	h/an

Débit du condensat d'échappement, $f_{co} = f_s \times \frac{(1)}{100}$

$= 2\,437 \times \frac{6,4}{100}$

$= 156$ kg/h

Énergie extraite de la vapeur,

$$Q_e = \frac{(f_s \times hi) - (f_{co} \times h_{fo}) - [(f_s - f_{co}) \times h_{go}]}{1\,000\,000}$$

$$= \frac{(2\,437 \times 2\,795) - (156 \times 548) - [(2\,437 - 156) \times 2\,720]}{1\,000\,000}$$

$= 0,522$ GJ/h

Turbine à vapeur utilisée comme détendeur de pression
Feuille de travail 14-T5
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #1 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Puissance d'entrée totale du système à vapeur, $Q_t = \dfrac{f_s \times (h_i - h_r)}{1\ 000\ 000}$

$= \dfrac{2\,737 \times (2\,795 - 548)}{1\ 000\ 000}$

$=$ 5,476 GJ/h

Débit de vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine, $f_{st} = f_s \times \dfrac{Q_e}{Q_t}$

$= 2\,437 \times \dfrac{0,522}{5,476}$

$=$ 232 kg/h

Note: il s'agit du débit additionnel de vapeur d'admission requis pour faire fonctionner la turbine.

Coût annuel de la vapeur = $f_{st} \times h \times Cs$

$= 232 \times 4\,000 \times 0,022$

$=$ 20 416 $/an (2)

Valeur de l'électricité produite = $Wa_o \times Ce \times h$

$= 138 \times 0,05 \times 4\,000$

$=$ 27 600 $/an (3)

Économie annuelle d'énergie = (3) − (2) = 27 600 − 20 416

$=$ 7 184 $/an

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine de vapeur

Feuille de travail 14-T6
(Page 1 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #8 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Débit initial de vapeur, f_{s1}	860	kg/h
CONDITIONS D'ADMISSION		
Pression initiale de la vapeur d'admission, P_{i1}	2 413	kPa (abs.)
Température initiale de la vapeur d'admission, T_{i1}	260	°C
Enthalpie initiale de la vapeur d'admission, h_{i1} (figure 24)	2 919	kJ/kg
Pression corrigée de la vapeur d'admission, P_{i2}	——	kPa (abs.)
Température corrigée de la vapeur d'admission, T_{i2}	——	°C
Enthalpie corrigée de la vapeur d'admission, h_{i2} ~~(figure 24)~~	2 919	kJ/kg ($=h_{i1}$)
CONDITIONS DE SORTIE		
Pression initiale de la vapeur de sortie, P_{o1}	14,0	kPa (abs.)
Température initiale de la vapeur de sortie, T_{o1}	——	°C
Enthalpie initiale de la vapeur de sortie, h_{o1} (figure 24 ou table 6)	220	kJ/kg
Pression corrigée de la vapeur de sortie, P_{o2}	6,0	kPa(abs.)
Température corrigée de la vapeur de sortie, T_{o2}	——	°C
Enthalpie dcorrigée de la vapeur de sortie, h_{o2} (figure 24 ou table 6)	152	kJ/kg
Durée de fonctionnement, h	8 088	h/yr
Coût unitaire de la vapeur, Cs	0,022	$/kg

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine de vapeur
Feuille de travail 14-T6
(Page 2 de 2)

Entreprise: EXEMPLE #8 Date: 86/08/19

Endroit: RÉNOVATION - TURBINES Par: MBE

Débit corrigé de la vapeur, $f_{s2} = f_{s1} \times \frac{h_{i1} - h_{o1}}{h_{i2} - h_{o2}}$

$= 860 \times \frac{2\,919 - 220}{2\,919 - 152}$

$= 839$ kg/h

Économie annuelle en vapeur = $(f_{s1} - f_{s2}) \times h \times Cs$

$= (860 - 839) \times 8\,088 \times 0{,}022$

$= 3\,737$ $/an

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Tables de conversion
D Feuilles de travail
E Entraînements par moteur électrique et alternateurs

GLOSSAIRE

Air libre — Air aux conditions atmosphériques normales de 20°C et 101,325 kPa (abs.).

Capacité (débit réel refoulé d'un compresseur) — Volume d'air ou de gaz comprimé et refoulé par un compresseur. Généralement exprimé en L/s aux conditions de pression et de température d'aspiration.

Chaleur spécifique — Rapport de la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré, la température de l'unité de masse d'une substance divisé par la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré, la température d'une unité de masse égale d'une substance standard (habituellement l'eau à 15°C).

Chargé — État d'un appareil ou d'un système fonctionnant au maximum ou à pleine charge.

Compresseur à double effet — Compresseur dans lequel la compression s'effectue dans chaque cylindre, deux fois par tour de vilebrequin, soit sur les deux faces du piston.

Compresseur à simple effet — Compresseur dans lequel la compression s'effectue dans chaque cylindre, une seule fois par tour de vilebrequin.

Compresseur à un étage — Compresseur dans lequel la compression s'effectue à un étage.

Compresseur biétagé — Compresseur dans lequel la compression s'effectue à deux étages, dans un ou plusieurs cylindres par étage.

Compresseur multiétagé — Compresseur dans lequel la compression s'effectue en plus de deux étages distincts.

Compression adiabatique — Compression d'un gaz s'effectuant sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. La température de l'air augmente uniformément pendant la compression, ce qui exige une plus grande quantité de travail.

Compression isotherme — Compression qui s'effectue à température constante. Il s'agit d'une condition idéale théorique.

Cylindrée d'un compresseur multiétagé — Cylindrée du premier étage seulement puisque les mêmes gaz traversent successivement tous les étages.

Cylindrée du vérin — Volume déplacé lors de la course du piston: exprimée en L/s.

Débit de vapeur — Quantité de vapeur requise par une turbine pour assurer un débit donné.

Densité normale de l'air — 1,204 kg/m^3 au niveau de la mer [pression barométrique de 101,325 kPa (abs.)], air sec et 20°C.

Énergie — Capacité d'effectuer un travail. Il existe un certain nombre de formes d'énergie pouvant se transformer en d'autres formes soit thermique (chaleur), mécanique (travail, électrique et chimique. Les unités courantes de l'énergie sont les kilowattheures (kWh) et les mégajoules (MJ).

Énergie cinétique — L'énergie d'un corps ou d'une substance en mouvement, ou du travail pouvant être obtenue d'un objet en mouvement en l'amenant au repos.

Enthalpie — Mesure de l'énergie calorifique par unité de masse d'un matériau, exprimée en kJ/kg.

Espace mort — Volume intérieur de la chambre à la fin du cycle de compression d'un compresseur volumétrique. Dans un compresseur à piston, il s'agit du volume entre le piston et le clapet de refoulement à la fin du cycle de compression.

Facteur de puissance — Rapport de la puissance active aux bornes à la puissance apparente (produit de la tension et de l'intensité).

Force centrifuge — Force qui tend à pousser les objets loin d'un centre de rotation.

Loi de Boyle — À température constante, le volume d'un gaz varie en fonction inverse de la pression à laquelle il est exposé, $P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2$.

Poids spécifique — Poids par unité de volume (quelquefois appelé densité).

Pompe à vide — Appareil qui évacue l'air ou le gaz d'une enceinte ou d'un réseau de tuyauteries pour maintenir la pression du système au-dessous de la pression atmosphérique.

Pouvoir calorifique supérieur (H.H.V.) — Quantité de chaleur produite par la combustion complète d'un combustible exprimée en MJ. Consulter les données précises de l'entreprise, du fournisseur ou l'annexe C.

Pression absolue — Pression par rapport au vide absolu. Elle est égale à la somme algébrique de la pression atmosphérique et de la pression effective et s'exprime en kPa (abs.).

Pression effective — Pression supérieure à la pression atmosphérique, exprimée en kPa (eff.).

Pression maximale d'utilisation (PMU) — Pression maximale admissible à laquelle le dispositif peut être utilisé en toute circonstance, à une température donnée. Il s'agit de la limite maximale de sécurité indiquée par le constructeur.

Prise de mesure basse pression par orifice — Méthode standard qui mesure avec précision l'air refoulé par un compresseur.

Puissance — Énergie consommée, exprimée en kilowatts.

Rendement de compression — Rapport du travail requis pour comprimer adiabatiquement et réversiblement les gaz refoulés par un compresseur (par étage) au travail actuel communiqué au gaz, par les pistons ou les aubes du compresseur.

Rendement de la turbine — Mesure du fonctionnement d'une turbine comparée à celui d'une turbine idéale sans pertes.

Rendement thermique — Rapport de l'énergie calorifique de sortie divisée par l'énergie calorifique d'entrée.

Rendement volumétrique — Rapport entre le volume réel de gaz déplacé par le compresseur et la cylindrée réelle du piston du compresseur.

Sans charge — État d'un appareil ou d'un système fonctionnant sans charge.

Taux de compression — Rapport numérique du volume d'aspiration d'un compresseur d'air au plus faible volume de refoulement. Le plus faible volume de refoulement est assigné à la valeur de un (1).

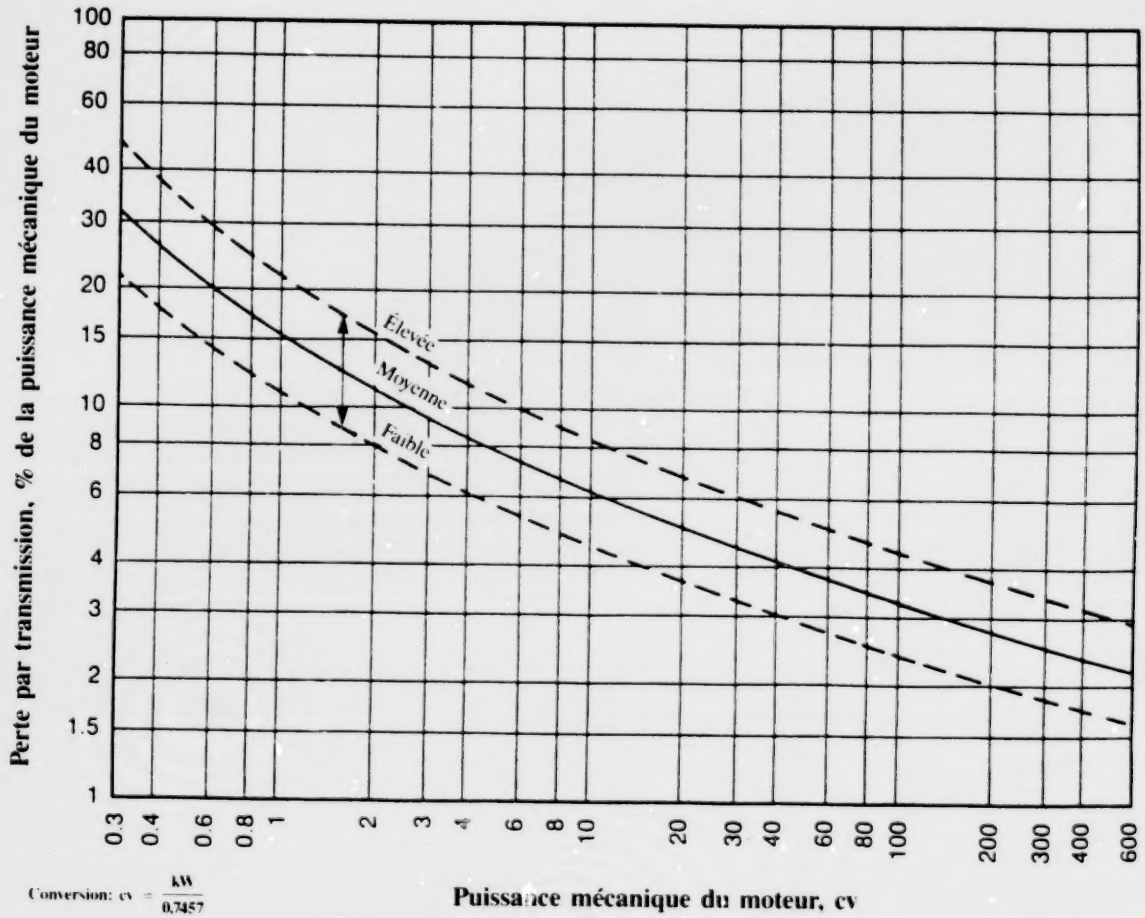
Température absolue — Température exprimée en degrés Kelvin (K). Il s'agit de la température indiquée sur l'échelle Celsius plus 273,15.

Température ambiante — Température du milieu dans lequel l'appareil est en service.

Température de saturation — Température d'ébullition d'un liquide à une pression donnée.

Volume massique — Volume d'une substance par unité de masse. Il s'agit de la réciproque de la densité.

ÉVALUATION DE LA PERTE PAR TRANSMISSION
TABLE 1



Conversion: $cv = \frac{kW}{0.7457}$

QUANTITÉ TYPE D'ÉNERGIE D'ENTRÉE CONSOMMÉE PAR LES COMPOSANTS DU COMPRESSEUR
TABLE 2

Efficacité d'échange thermique (en décimales)
(quantité d'énergie récupérable)

Composants	**Fluide refroidisseur**	
	Air	**Eau**
Moteur électrique	0,08	—
Refroidisseur intermédiaire	0,45	0,44
Refroidisseur complémentaire	0,45	0,44
Compresseur refroidi à l'air	0,05	—
Compresseur refroidi à l'eau	0,01	0,04
Compresseur refroidi à l'air et refroidisseur intermédiaire refroidi à l'eau	0,03	0,44
Compresseur et refroidisseur intermédiaire refroidis à l'air	0,50	—

CARACTÉRISTIQUES COURANTES DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS
TABLE 3

Compresseur	**Débit maximal (L/s)**	**Pression maximale [kPa(gauge)]**	**Puissance maximale (kW)**
À piston fourreau			
A un étage	20	1 040	11
Multiétagé	320	1 724	93
À tête de piston coulissante			
Type V	755	860	120
Type L et horizontal	4 700	3 500	3 700
À membrane	2	420	1

CARACTÉRISTIQUES COURANTES DES COMPRESSEURS ROTATIFS
TABLE 4

Compresseur	Débit maximal (L/s)	Pression maximale [kPa(gauge)]	Puissance maximale (kW)
À vis			
petit	78	860	30
gros	9 400	1 030	600
À lobes	10 856	100	697
À palettes			
à un étage	850	310	190
bi-étagé	2 800	1 030	300
À anneau liquide	4 720	103	746

CARACTÉRISTIQUES COURANTES DES TURBOCOMPRESSEURS
TABLE 5

Compresseur	Débit maximal (L/s)	Pression maximale [kPa(eff.)]	Puissance maximale (kW)
Centrifuge	71 000	1 034	10 000
Axial	80 000	1 034	11 000

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (TEMPÉRATURE)

TABLE 6

Température		Press.	Volume, m^3/kg			Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg K		
°C	K	kPa	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur	Eau	Évap.	Vapeur
t	T	P	v_f	v_{fg}	v_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0.	273.15	0.6108	0.0010002	206.30	206.31	-0.04	2501.6	2501.6	-0.0002	9.1579	9.1577
0.01	273.16	0.6112	0.0010002	206.16	206.16	0.00	2501.6	2501.6	0.0000	9.1575	9.1575
1.0	274.15	0.6566	0.0010001	192.61	192.61	4.17	2499.2	2503.4	0.0153	9.1158	9.1311
2.0	275.15	0.7055	0.0010001	179.92	179.92	8.39	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047
3.0	276.15	0.7575	0.0010001	168.17	168.17	12.60	2494.5	2507.1	0.0459	9.0326	9.0785
4.0	277.15	0.8129	0.0010000	157.27	157.27	16.80	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526
5.0	278.15	0.8718	0.0010000	147.16	147.16	21.01	2489.7	2510.7	0.0762	8.9507	9.0269
6.0	279.15	0.9345	0.0010000	137.78	137.78	25.21	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0015
7.0	280.15	1.0012	0.0010001	129.06	129.06	29.41	2485.0	2514.4	0.1063	8.8699	8.9762
8.0	281.15	1.0720	0.0010001	120.96	120.97	33.61	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513
9.0	282.15	1.1472	0.0010002	113.43	113.44	37.80	2480.3	2518.1	0.1362	8.7903	8.9265
10.0	283.15	1.2270	0.0010003	106.43	106.43	41.99	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020
12.0	285.15	1.4014	0.0010004	93.83	93.84	50.38	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536
14.0	287.15	1.5973	0.0010007	82.90	82.90	58.75	2468.5	2527.2	0.2098	8.5963	8.8060
16.0	289.15	1.8168	0.0010010	73.38	73.38	67.13	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593
18.0	291.15	2.0624	0.0010013	65.09	65.09	75.50	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135
20.0	293.15	2.337	0.0010017	57.84	57.84	83.86	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6684
22.0	295.15	2.642	0.0010022	51.49	51.49	92.23	2449.6	2541.8	0.3247	8.2994	8.6241
24.0	297.15	2.982	0.0010026	45.92	45.93	100.59	2444.9	2545.5	0.3530	8.2277	8.5806
26.0	299.15	3.360	0.0010032	41.03	41.03	108.95	2440.2	2549.1	0.3810	8.1569	8.5379
28.0	301.15	3.778	0.0010037	36.73	36.73	117.31	2435.4	2552.7	0.4088	8.0870	8.4959
30.0	303.15	4.241	0.0010043	32.93	32.93	125.66	2430.7	2556.4	0.4365	8.0181	8.4546
32.0	305.15	4.753	0.0010049	29.57	29.57	134.02	2425.9	2560.0	0.4640	7.9500	8.4140
34.0	307.15	5.318	0.0010056	26.60	26.60	142.38	2421.2	2563.6	0.4913	7.8828	8.3740
36.0	309.15	5.940	0.0010063	23.97	23.97	150.74	2416.4	2567.2	0.5184	7.8164	8.3348
38.0	311.15	6.624	0.0010070	21.63	21.63	159.09	2411.7	2570.8	0.5453	7.7509	8.2962
40.0	313.15	7.375	0.0010078	19.545	19.546	167.45	2406.9	2574.4	0.5721	7.6861	8.2583
42.0	315.15	8.198	0.0010086	17.691	17.692	175.81	2402.1	2577.9	0.5987	7.6222	8.2209
44.0	317.15	9.100	0.0010094	16.035	16.036	184.17	2397.3	2581.5	0.6252	7.5590	8.1842
46.0	319.15	10.086	0.0010103	14.556	14.557	192.53	2392.5	2585.1	0.6514	7.4966	8.1481
48.0	321.15	11.162	0.0010112	13.232	13.233	200.89	2387.7	2588.6	0.6776	7.4350	8.1125
50.0	323.15	12.335	0.0010121	12.045	12.046	209.26	2382.9	2592.2	0.7035	7.3741	8.0776
52.0	325.15	13.613	0.0010131	10.979	10.980	217.62	2378.1	2595.7	0.7293	7.3138	8.0432
54.0	327.15	15.002	0.0010140	10.021	10.022	225.99	2373.2	2599.2	0.7550	7.2543	8.0093
56.0	329.15	16.511	0.0010150	9.158	9.159	234.35	2368.4	2602.7	0.7804	7.1955	7.9759
58.0	331.15	18.147	0.0010161	8.380	8.381	242.72	2363.5	2606.2	0.8058	7.1373	7.9431
60.0	333.15	19.920	0.0010171	7.678	7.679	251.09	2358.6	2609.7	0.8310	7.0798	7.9108
62.0	335.15	21.838	0.0010182	7.043	7.044	259.46	2353.7	2613.2	0.8560	7.0230	7.8790
64.0	337.15	23.912	0.0010193	6.468	6.469	267.84	2348.8	2616.6	0.8809	6.9667	7.8477
66.0	339.15	26.150	0.0010205	5.947	5.948	276.21	2343.9	2620.1	0.9057	6.9111	7.8168
68.0	341.15	28.563	0.0010217	5.475	5.476	284.59	2338.9	2623.5	0.9303	6.8561	7.7864
70.0	343.15	31.16	0.0010228	5.045	5.046	292.97	2334.0	2626.9	0.9548	6.8017	7.7565
72.0	345.15	33.96	0.0010241	4.655	4.656	301.36	2329.0	2630.3	0.9792	6.7478	7.7270
74.0	347.15	36.96	0.0010253	4.299	4.300	309.74	2324.0	2633.7	1.0034	6.6945	7.6979
76.0	349.15	40.19	0.0010266	3.975	3.976	318.13	2318.9	2637.1	1.0275	6.6418	7.6693
78.0	351.15	43.65	0.0010279	3.679	3.680	326.52	2313.9	2640.4	1.0514	6.5896	7.6410
80.0	353.15	47.36	0.0010292	3.408	3.409	334.92	2308.8	2643.8	1.0753	6.5380	7.6132
82.0	355.15	51.33	0.0010305	3.161	3.162	343.31	2303.8	2647.1	1.0990	6.4868	7.5858
84.0	357.15	55.57	0.0010319	2.934	2.935	351.71	2298.6	2650.4	1.1225	6.4362	7.5588
86.0	359.15	60.11	0.0010333	2.726	2.727	360.12	2293.5	2653.6	1.1460	6.3861	7.5321
88.0	361.15	64.95	0.0010347	2.535	2.536	368.53	2288.4	2656.9	1.1693	6.3365	7.5058
90.0	363.15	70.11	0.0010361	2.3603	2.3613	376.94	2283.2	2660.1	1.1925	6.2873	7.4799
92.0	365.15	75.61	0.0010376	2.1992	2.2002	385.36	2278.0	2663.4	1.2156	6.2387	7.4543
94.0	367.15	81.46	0.0010391	2.0509	2.0519	393.78	2272.9	2666.6	1.2386	6.1905	7.4291
96.0	369.15	87.69	0.0010406	1.9143	1.9153	402.20	2267.5	2669.7	1.2615	6.1427	7.4042
98.0	371.15	94.30	0.0010421	1.7883	1.7893	410.63	2262.2	2672.9	1.2842	6.0954	7.3796
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554

PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR ET DE L'EAU SATURÉES (TEMPÉRATURE)

TABLE 6

Température °C	Température K	Press. kPa	Volume.m³/kg Eau	Volume.m³/kg Évap.	Volume.m³/kg Vapeur	Enthalpie.kJ/kg Eau	Enthalpie.kJ/kg Évap.	Enthalpie.kJ/kg Vapeur	Entropie.kJ/kg K Eau	Entropie.kJ/kg K Évap.	Entropie.kJ/kg K Vapeur
t	T	P	v_f	v_{fg}	v_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
100.0	373.15	101.33	0.0010437	1.6720	1.6730	419.06	2256.9	2676.0	1.3069	6.0485	7.3554
105.0	378.15	120.80	0.0010477	1.4182	1.4193	440.17	2243.6	2683.7	1.3630	5.9331	7.2962
110.0	383.15	143.27	0.0010519	1.2089	1.2099	461.32	2230.0	2691.3	1.4185	5.8203	7.2388
115.0	388.15	169.06	0.0010562	1.0352	1.0363	482.50	2216.2	2698.7	1.4733	5.7099	7.1832
120.0	393.15	198.54	0.0010606	0.8905	0.8915	503.72	2202.2	2706.0	1.5276	5.6017	7.1293
125.0	398.15	232.1	0.0010652	0.7692	0.7702	524.99	2188.0	2713.0	1.5813	5.4957	7.0769
130.0	403.15	270.1	0.0010700	0.6671	0.6681	546.31	2173.6	2719.9	1.6344	5.3917	7.0261
135.0	408.15	313.1	0.0010750	0.5807	0.5818	567.68	2158.9	2726.6	1.6869	5.2897	6.9766
140.0	413.15	361.4	0.0010801	0.5074	0.5085	589.10	2144.0	2733.1	1.7390	5.1894	6.9284
145.0	418.15	415.5	0.0010853	0.4449	0.4460	610.59	2128.7	2739.3	1.7906	5.0910	6.8815
150.0	423.15	476.0	0.0010908	0.3914	0.3924	632.15	2113.2	2745.4	1.8416	4.9941	6.8358
155.0	428.15	543.3	0.0010964	0.3453	0.3464	653.77	2097.4	2751.2	1.8923	4.8989	6.7911
160.0	433.15	618.1	0.0011022	0.3057	0.3068	675.47	2081.3	2756.7	1.9425	4.8050	6.7475
165.0	438.15	700.8	0.0011082	0.2713	0.2724	697.25	2064.8	2762.0	1.9923	4.7126	6.7048
170.0	443.15	792.0	0.0011145	0.2414	0.2426	719.12	2047.9	2767.1	2.0416	4.6214	6.6630
175.0	448.15	892.4	0.0011209	0.21542	0.21654	741.07	2030.7	2771.8	2.0906	4.5314	6.6221
180.0	453.15	1002.7	0.0011275	0.19267	0.19380	763.12	2013.2	2776.3	2.1393	4.4426	6.5819
185.0	458.15	1123.3	0.0011344	0.17272	0.17386	785.26	1995.2	2780.4	2.1876	4.3548	6.5424
190.0	463.15	1255.1	0.0011415	0.15517	0.15632	807.52	1976.7	2784.3	2.2356	4.2680	6.5036
195.0	468.15	1398.7	0.0011489	0.13969	0.14084	829.88	1957.9	2787.8	2.2833	4.1821	6.4654
200.0	473.15	1554.9	0.0011565	0.12600	0.12716	852.37	1938.6	2790.9	2.3307	4.0971	6.4278
205.0	478.15	1724.3	0.0011644	0.11386	0.11503	874.99	1918.8	2793.8	2.3778	4.0128	6.3906
210.0	483.15	1907.7	0.0011726	0.10307	0.10424	897.73	1898.5	2796.2	2.4247	3.9293	6.3539
215.0	488.15	2106.0	0.0011811	0.09344	0.09463	920.63	1877.6	2798.3	2.4713	3.8463	6.3176
220.0	493.15	2319.8	0.0011900	0.08485	0.08604	943.67	1856.2	2799.9	2.5178	3.7639	6.2817
225.0	498.15	2550.	0.0011992	0.07715	0.07835	966.88	1834.3	2801.2	2.5641	3.6820	6.2461
230.0	503.15	2798.	0.0012087	0.07024	0.07145	990.27	1811.7	2802.0	2.6102	3.6006	6.2107
235.0	508.15	3063.	0.0012187	0.06403	0.06525	1013.83	1788.5	2802.3	2.6561	3.5194	6.1756
240.0	513.15	3348.	0.0012291	0.05843	0.05965	1037.60	1764.6	2802.2	2.7020	3.4386	6.1406
245.0	518.15	3652.	0.0012399	0.05337	0.05461	1061.58	1740.0	2801.6	2.7478	3.3579	6.1057
250.0	523.15	3978.	0.0012513	0.04879	0.05004	1085.78	1714.7	2800.4	2.7935	3.2773	6.0708
255.0	528.15	4325.	0.0012632	0.04463	0.04590	1110.23	1688.5	2798.7	2.8392	3.1968	6.0359
260.0	533.15	4694.	0.0012756	0.04086	0.04213	1134.94	1661.5	2796.4	2.8848	3.1161	6.0010
265.0	538.15	5088.	0.0012887	0.03742	0.03871	1159.93	1633.5	2793.5	2.9306	3.0353	5.9658
270.0	543.15	5506.	0.0013025	0.03429	0.03559	1185.23	1604.6	2789.9	2.9763	2.9541	5.9304
275.0	548.15	5950.	0.0013170	0.03142	0.03274	1210.86	1574.7	2785.5	3.0222	2.8725	5.8947
280.0	553.15	6420.	0.0013324	0.02879	0.03013	1236.84	1543.6	2780.4	3.0683	2.7903	5.8586
285.0	558.15	6919.	0.0013487	0.02638	0.02773	1263.21	1511.3	2774.5	3.1146	2.7074	5.8220
290.0	563.15	7446.	0.0013659	0.02417	0.02554	1290.01	1477.6	2767.6	3.1611	2.6237	5.7848
295.0	568.15	8004.	0.0013844	0.02213	0.02351	1317.27	1442.6	2759.8	3.2079	2.5389	5.7469
300.0	573.15	8593.	0.0014041	0.020245	0.021649	1345.05	1406.0	2751.0	3.2552	2.4529	5.7081
305.0	578.15	9214.	0.0014252	0.018502	0.019927	1373.40	1367.7	2741.1	3.3029	2.3656	5.6685
310.0	583.15	9870.	0.0014480	0.016886	0.018334	1402.39	1327.6	2730.0	3.3512	2.2766	5.6278
315.0	588.15	10561.	0.0014726	0.015383	0.016856	1432.09	1285.5	2717.6	3.4002	2.1856	5.5858
320.0	593.15	11289.	0.0014995	0.013980	0.015480	1462.60	1241.1	2703.7	3.4500	2.0923	5.5423
325.0	598.15	12056.	0.0015289	0.012666	0.014195	1494.03	1194.0	2688.0	3.5008	1.9961	5.4969
330.0	603.15	12863.	0.0015615	0.011428	0.012989	1526.52	1143.6	2670.2	3.5528	1.8962	5.4490
335.0	608.15	13712.	0.0015978	0.010256	0.011854	1560.25	1089.5	2649.7	3.6063	1.7914	5.3979
340.0	613.15	14605.	0.0016387	0.009142	0.010780	1595.47	1030.7	2626.2	3.6616	1.6811	5.3427
345.0	618.15	15545.	0.0016858	0.008077	0.009763	1632.52	966.4	2598.9	3.7193	1.5636	5.2828
350.0	623.15	16535.	0.0017411	0.007058	0.008799	1671.94	895.7	2567.7	3.7800	1.4376	5.2177
355.0	628.15	17577.	0.0018085	0.006051	0.007859	1716.63	813.8	2530.4	3.8489	1.2953	5.1442
360.0	633.15	18675.	0.0018959	0.005044	0.006940	1764.17	721.3	2485.4	3.9210	1.1390	5.0600
365.0	638.15	19833.	0.0020160	0.003996	0.006012	1817.96	610.0	2428.0	4.0021	0.9558	4.9579
370.0	643.15	21054.	0.0022136	0.002759	0.004973	1890.21	452.6	2342.8	4.1108	0.7036	4.8144
371.0	644.15	21316.	0.0022778	0.002446	0.004723	1910.50	407.4	2317.9	4.1414	0.6324	4.7738
372.0	645.15	21562.	0.0023636	0.002075	0.004439	1935.57	351.4	2287.0	4.1794	0.5446	4.7240
373.0	646.15	21820.	0.0024963	0.001588	0.004084	1970.50	273.5	2244.0	4.2326	0.4233	4.6559
374.0	647.15	22081.	0.0028427	0.000623	0.003466	2046.72	109.5	2156.2	4.3493	0.1692	4.5185
374.15	647.30	22120.	0.00317	0.0	0.00317	2107.37	0.0	2107.4	4.4429	0.0	4.4429

EFFETS SUR LE DÉBIT DE VAPEUR D'UNE TURBINE
TABLE 7

Effet de la pression d'admission et de la surchauffe sur le débit de vapeur[a]

Pression d'admission		Surchauffe d'admission		Pression d'échappement		Sortie nominale		Vitesse nominale		Débit de vapeur nominal		Débit de vapeur
lb/po²	kPa	°F	°C	Po de Hg à vide	kPa abs.	hp.	kW	tr/min	tr/s	lb/hp-h	kg/kWh	%
125	850	0	0	26	13,5	500	375	6 000	100	16,5	10,1	100
125	850	100	55	26	13,5	500	375	6 000	100	15,5	9,4	93
125	850	200	110	26	13,5	500	375	6 000	100	14,6	8,9	88
250	1 725	0	0	26	13,5	500	375	6 000	100	14,5	8,8	87
250	1 725	100	55	26	13,5	500	375	6 000	100	13,6	8,3	82
250	1 725	200	110	26	13,5	500	375	6 000	100	12,7	7,7	77
400	2 750	0	0	26	13,5	500	375	6 000	100	13,6	8,2	82
400	2 750	100	55	26	13,5	500	375	6 000	100	12,5	7,6	75
400	2 750	200	110	26	13,5	500	375	6 000	100	11,7	7,1	70

[a]Le nombre d'étages et le rendement sont constants.

Effet de la puissance et de la vitesse sur le débit de vapeur[a]

Pression d'admission		Surchauffe d'admission		Pression d'échappement		Sortie nominale		Vitesse nominale		Débit de vapeur nominal		Débit de vapeur
lb/po²	kPa	°F	°C	Po de Hg à vide	kPa abs.	hp.	kW	tr/min	tr/s	lb/hp-h	kg/kWh	%
250	1 725	0	0	26	13,5	500	375	3 600	60	18,5	11,2	100
250	1 725	0	0	26	13,5	500	375	6 000	100	14,5	8,8	78
250	1 725	0	0	26	13,5	1 500	1 125	3 600	60	16,0	9,7	86
250	1 725	0	0	26	13,5	1 500	1 125	5 000	83	13,5	8,2	73
250	1 725	0	0	26	13,5	3 500	2 625	4 000	67	12,5	7,6	68
250	1 725	0	0	26	13,5	3 500	2 625	6 000	100	11,5	7,0	62

[a]Le nombre d'étages est constant.

Effet de la pression d'échappement sur le débit de vapeur[a]

Pression d'admission		Surchauffe d'admission		Pression d'échappement		Sortie nominale		Vitesse nominale		Débit de vapeur nominal		Débit de vapeur
lb/po²	kPa	°F	°C	Po de Hg à vide	kPa abs.	hp.	kW	tr/min	tr/s	lb/hp-h	kg/kWh	%
250	1 725	0	0	26po. Hg à vide	13,5	1 000	750	5 000	83	14,0	8,5	100
250	1 725	0	0	28po. Hg à vide	6,8	1 000	750	5 000	83	12,7	7,7	91
250	1 725	0	0	5 lb/po²	135	1 000	750	5 000	83	24,8	15,1	177
250	1 725	0	0	20 psig	240	1 000	750	5 000	83	32,4	19,7	231
150	1 725	0	0	50 psig	450	1 000	750	5 000	83	41,2	25,1	294

[a]Le nombre d'étages est constant.

Effet de plusieurs étages sur le débit de vapeur

Pression d'admission		Surchauffe d'admission		Pression d'échappement		Puissance nominale		Vitesse nominale		Nombre d'étages	Débit de vapeur nominal		Débit de vapeur
lb/po²	kPa	°F	°C	Po de Hg à vide	kPa abs.	hp.	kW	tr/min	tr/s		lb/hp-h	kg/kWh	%
125	850	0	0	26po. Hg à vide	13,5	1 000	750	5 000	83	5	16,0	9,7	100
125	850	0	0	26po. Hg à	13,5 vide	1 000	750	5 000	83	7	15,1	9,2	94
125	850	0	0	26po à	13,5 vide	1 000	750	5 000	83	9	14,4	8,8	90
150	1 025	0	0	5 lb/po²	135	500	375	6 000	100	2	36,0	21,9	225
150	1 025	0	0	5 lb/po²	135	500	375	6 000	100	3	31,0	18,8	194
150	1 025	0	0	5 lb/po²	135	500	375	6 000	100	5	29,5	17,9	184

Traduit de l'ASHRAE

CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT TYPES DES TURBINES À VAPEUR
TABLE 8

Turbines	Puissance maximale (kW)	Pression d'admission maximale [kPa(eff.)]	Pressure de sortie maximale [kPa(eff.)]	Vitesse maximale (tr/min)
À resurchauffe	4 849	4 134	4 134	8 000
À flux axial	1 119	9 990	2 067	12 500
À extraction	60 000	10 335	2 756	12 500
À induction	60 000	10 335	2 754	12 500

CONVERSIONS COURANTES

1 baril (35 gal imp.) (42 gal U.S.)	= 159,1 litres
1 gallon (imp.)	= 1,20094 gallon (U.S.)
1 cheval vapeur (chaudière)	= 9809,6 watts
1 cheval vapeur	= 2545 Btu/heure
1 cheval vapeur	= 0,746 kilowatts
1 joule	= 1 N-m
Kelvin	= (°C + 273,15)
1 kilowatt-heure	= 3600 kilojoules
1 Newton	= 1 Kg-m/s^2
1 thermie	= 10^5 Btu
1 tonne (réfrigérant)	= 12002,84 Btu/heure
1 tonne (réfrigérant)	= 3516,8 watts
1 watt	= 1 joule/seconde
degré Rankine	= (°F + 459,67)

Cubes

1 v^3	= 27 pi^3
1 pi^3	= 1728 po^3
1 cm^3	= 1000 mm^3
1 m^3	= 10^6 cm^3
1 m^3	= 1000 L

Carrés

1 v^2	= 9 pi^2
1 pi^2	= 144 po^2
1 cm^2	= 100 mm^2
1 m^2	= 10000 cm^2

PRÉFIXES SI

Préfixe	Symbole	Valeur numérique	Exposant
téra	T	1 000 000 000 000	10^{12}
giga	G	1 000 000 000	10^9
méga	M	1 000 000	10^6
kilo	k	1 000	10^3
hecto	h	100	10^2
déca	da	10	10^1
déci	d	0,1	10^{-1}
centi	c	0,01	10^{-2}
milli	m	0,001	10^{-3}
micro	u	0,000 001	10^{-6}
nano	n	0,000 000 001	10^{-9}
pico	p	0,000 000 000 001	10^{-12}

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS MÉTRIQUES EN UNITÉS IMPÉRIALES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/centimètre carré	A/cm^2	ampère/pouce carré	A/po^2	6,452
degré Celsius	°C	degré Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimètre	cm	pouce	po	0,3937
centimètre cube	cm^3	pouce cube	po^3	0,06102
mètre cube	m^3	pied cube	pi^3	35,314
gramme	g	once	oz	0,03527
gramme	g	livre	lb	0,0022
gramme/litre	g/L	livre/pied cube	lb/pi^3	0,06243
joule	J	Btu	Btu	$9,480 \times 10^{-4}$
joule	J	pied-livre	pi-lb	0,7376
joule	J	cheval vapeur-heure	cv-h	$3,73 \times 10^{-7}$
joule/mètre, (Newton)	J/m, N	livre	lb	0,2248
kilogramme	kg	livre	lb	2,205
kilogramme	kg	tonne (longue)	tonne	$9,842 \times 10^{-4}$
kilogramme	kg	tonne (courte)	tn	$1,102 \times 10^{-3}$
kilomètre	km	mille	mille	0,6214
kilopascal	kPa	atmosphère	atm	$9,87 \times 10^{-3}$
kilopascal	kPa	pouce de mercure (32°F)	po de Hg	0,2953
kilopascal	kPa	pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	4,0147
kilopascal	kPa	livre/pouce carré	lb/po^2	0,1450
kilowatt	kW	pied-livre/seconde	pi-lb/s	737,6
kilowatt	kW	cheval vapeur	cv	1,341
kilowatt-heure	kWh	Btu	Btu	3413
litre	L	pied cube	pi^3	0,03531
litre	L	gallon (imp.)	gal (imp.)	0,21998
litre	L	gallon (U.S.)	gal (U.S.)	0,2642
litre/seconde	L/s	pied cube/minute	pi^3/min	2,1186
lumen/mètre carré	lm/m^2	lumen par pied carré	lm/pi^2	0,09290
lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	pied bougie	pi-b	0,09290
mètre	m	pied	pi	3,281
mètre	m	verge	yd	1,09361
partie par million	ppm	grain/gallon (imp.)	gr/gal (imp.)	0,07
partie par million	ppm	grain/gallon (U.S.)	gr/gal (U.S.)	0,05842
perméance (métrique)	PERM	perméance (imp.)	perm	0,01748
centimètre carré	cm^2	pouce carré	po^2	0,1550
mètre carré	m^2	pied carré	pi^2	10,764
mètre carré	m^2	verge carré	v^2	1,196
tonne (métrique)	t	livre	lb	2204,6
watt	W	Btu/heure	Btu/h	3,413
watt	W	lumen	lm	668,45

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/po^2	A/po^2	ampère/cm^2	A/cm^2	0,1550
atmosphère	atm	kilopascal	kPa	101,325
British Thermal Unit	Btu	joule	J	1054,8
Btu	Btu	kilogramme-mètre	kg-m	107,56
Btu	Btu	kilowatt-heure	kWh	$2,928 \times 10^{-4}$
Btu/heure	Btu/h	watt	W	0,2931
calorie, gramme	cal ou g-cal	joule	J	4,186
chaîne	chaîne	mètre	m	20,11684
pied cube	pi^3	mètre cube	m^3	0,02832
pied cube	pi^3	litre	L	28,32
pied cube/minute	pi^3/m	litre/seconde	L/s	0,47195
cycle/seconde	c/s	Hertz	Hz	1,00
degré Fahrenheit	°F	degré Celsius	°C	(°F−32)/1,8
pied	pi	mètre	m	0,3048
pied bougie	pi-b	lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	10,764
pied lambert	pi-L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,42626
pied-livre	pi-lb	joule	J	1,356
pied-livre	pi-lb	kilogramme-mètre	kg-m	0,1383
pied livre/seconde	pi-lb/s	kilowatt	kW	$1,356 \times 10^{-3}$
gallon (imp.)	gal (imp.)	litre	L	4,546
gallon (U.S.)	gal (U.S.)	litre	L	3,785
grain/gallon (imp.)	gr/gal(imp.)	partie par million	ppm	14,286
grain/gallon (U.S.)	gr/gal(U.S.)	partie par million	ppm	17,118
cheval vapeur	cv	watt	W	745,7
cheval vapeur-heure	cv-h	joule	J	$2,684 \times 10^6$
pouce	po	centimètre	cm	2,540
pouce de mercure (32°F)	po de Hg	kilopascal	kPa	3,386
pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	kilopascal	kPa	0,2491

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES (CONT.)

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
lambert	L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,183
lumen/pied carré	lm/pi^2	lumen/mètre carré	lm/m^2	10,76
lumen	lm	watt	W	0,001496
mille	mille	kilomètre	km	1,6093
once	oz	gramme	g	28,35
perm (0°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,721 \times 10^{-11}$
perm (23°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5,745 \times 10^{-11}$
perm-pouce (0°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4532 \times 10^{-12}$
perm-pouce (23°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1,4593 \times 10^{-12}$
chopine (imp.)	chopine	litre	L	0,56826
livre	lb	gramme	g	453,5924
livre	lb	joule/mètre (Newton)	J/m N	4,448
livre	lb	kilogramme	kg	0,4536
livre	lb	tonne (métrique)	t	$4,536 \times 10^{-4}$
livre/pied cube	lb/pi^3	gramme/litre	g/L	16,02
livre/pouce carré	lb/po^2	kilopascal	kPa	6,89476
pinte	pinte	litre	L	1,1365
slug	slug	kilogramme	kg	14,5939
pied carré	pi^2	mètre carré	m^2	0,09290
pouce carré	po^2	centimètre carré	cm^2	6,452
verge carré	v^2	mètre carré	m^2	0,83613
tonne (longue)	ton	kilogramme	kg	1016
tonne (courte)	tn	kilogramme	kg	907,185
verge	v	mètre	m	0,9144

* "L" tel qu'utilisé dans l'éclairement.

Les valeurs typiques qui suivent peuvent servir de facteurs de conversion quand les données réelles manquent. Les équivalents en MJ et en BTU correspondent à la chaleur de combustion. Les chiffres applicables aux hydrocarbures correspondent à la valeur calorifique la plus élevée (poids humide). Certains produits sont de toute évidence des matières premières, mais ont été inclus au tableau pour le rendre plus complet et pour servir de référence. Les facteurs de conversion pour le charbon sont approximatifs puisque la valeur calorifique de ce produit varie selon la mine d'où il a été extrait.

TYPE D'ÉNERGIE	MÉTRIQUE	IMPÉRIAL
CHARBON		
— métallurgique	29 000 mégajoules/tonne	25,0 × 10^6 BTU/tonne
— anthracite	30 000 mégajoules/tonne	25,8 × 10^6 BTU/tonne
— bitumineux	32 100 mégajoules/tonne	27,6 × 10^6 BTU/tonne
— sous-bitumineux	22 100 mégajoules/tonne	19,0 × 10^6 BTU/tonne
— lignite	16 700 mégajoules/tonne	14,4 × 10^6 BTU/tonne
COKE		
— métallurgique	30 200 mégajoules/tonne	26,0 × 10^6 BTU/tonne
— pétrolier		
— brut	23 300 mégajoules/tonne	20,0 × 10^6 BTU/tonne
— calciné	32 600 mégajoules/tonne	28,0 × 10^6 BTU/tonne
POIX	37 200 mégajoules/tonne	32,0 × 10^6 BTU/tonne
PÉTROLE BRUT	38,5 mégajoules/litre	5,8 × 10^6 BTU/baril
MAZOUT N° 2	38,68 mégajoules/litre	5,88 × 10^6 BTU/baril 0,168 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 4	40,1 mégajoules/litre	6,04 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 6 (MAZOUT LOURD C)		
— 2,5 % soufre	42,3 mégajoules/litre	6,38 × 10^6 BTU/baril 0,182 × 10^6 BTU/GI
— 1,0 % soufre	40,5 mégajoules/litre	6,11 × 10^6 BTU/baril 0,174 × 10^6 BTU/GI
— 0,5 % soufre	40,2 mégajoules/litre	6,05 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
KÉROSÈNE	37,68 mégajoules/litre	0,167 × 10^6 BTU/GI
DIESEL	38,68 mégajoules/litre	0,172 × 10^6 BTU/GI
GAZOLINE	36,2 mégajoules/litre	0,156 × 10^6 BTU/GI
GAZ NATUREL	37,2 mégajoules/m^3	1,00 × 10^6 BTU/M pi^3
PROPANE	50,3 mégajoules/kg 26,6 mégajoules/litre	0,02165 × 10^6 BTU/lb 0,1145 × 10^6 BTU/GI
ÉLECTRICITÉ	3,6 mégajoules/kWh	0,003413 × 10^6 BTU/kWh

Température de l'air d'entrée du compresseur

Feuille de travail 14-C1
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Température d'entrée initiale, T_{i1} _____ K

Température d'entrée corrigée, T_{i2} _____ K

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} _____ /kW

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Puissance d'entrée corrigée du moteur,

$Wm_{i2} = Wm_{i1} \times (1 + [0,00341 \times (T_{i2} - T_{i1})])$

$= \quad \times (1 + [0.00341 \times (\quad - \quad)])$

$= $ _____ kW

Économie annuelle d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$= $ _____ /an

Pression d'entrée du compresseur
Feuille de travail 14-C2
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Nombre d'etages, N _____

Pression d'échappement, P_d _____ kPa(abs.)

Pression d'entrée initiale, P_{il} _____ kPa(abs.)

Pression d'entrée corrigée, P_{i2} _____ kPa(abs.)

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{il} _____ kW

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Facteur de la pression d'entrée initiale,

$$F_{il} = \left(\frac{P_d}{P_{il}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^{\frac{0.231}{\quad}} - 1$$

$$= _____$$

Pression d'entrée du compresseur
Feuille de travail 14-C2
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Facteur de la pression d'entrée corrigée,

$$F_{i2} = \left(\frac{P_d}{P_{i2}}\right)^{\frac{0.231}{N}} - 1$$

$$= \left(\frac{\quad}{\quad}\right)^{\frac{0.231}{\quad}} - 1$$

$$= _____$$

Puissance d'entrée corrigée du moteur, $Wm_{i2} = Wm_{i1} \times \frac{P_{i1} \times F_{i1}}{P_{i2} \times F_{i2}}$

$$= \quad \times \frac{\quad \times \quad}{\quad \times \quad}$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Économie annuelle d'énergie = $(Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$$= (\quad - \quad) \times \quad \times \quad$$

$$= _____ \$/an$$

Économie en eau de refroidissement
Feuille de travail l4-C3
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Débit de l'eau de refroidissement, f_w _____ L/s

Coût unitaire de l'eau, Cw _____ $/m^3$

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Économie annuelle en eau = f_w x Cw x h x 3.6

= x x x 3.6

= _____ $/an

Entraînement d'un compresseur
Feuille de travail 14-C4
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Puissance d'entrée de l'arbre du moteur, Wm_o _____ kW

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o _____ kW

Perte par transmission (table 1) _____ %

Rendement de l'entraînement du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{_____}{100}$

$= _____$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, $Wc_i = Wm_o \times Ef_d$

ou, $Wc_i = Wt_o \times Ef_d$

$= \quad \times$

$= _____$ kW

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Donées

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur, Wc_i _____ kW

Fluide frigoporteur _____

Combustible _____

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Annexe C) _____ MJ/ _____

Coût unitaire du combustible, de vapeur ou de l'électricité, C _____ $ / _____

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Rendement du brûleur, Ef_b _____ (en decimales)
(si inconnu, indiquer 0,75)

Quantité d'énergie d'alimentation dépensée

Composant	Efficacité d'échange thermique Table 2
_____	_____
_____	_____
_____	_____
_____	_____
_____	_____
Total, Ef_e	_____

Récupération éventuelle de chaleur, Q_{pr} = 3,60 x Wc_i x Ef_e

= 3,60 x x

=_____ MJ/h

Chauffage/refroidissement des composants d'un compresseur
Feuille de travail 14-C5
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

$$\text{Économie annuelle en combustible} = \frac{Q_{pr} \times Cf \times h}{HHV \times Ef_b}$$

$$= \frac{____ \times ____}{\times ____}$$

$$= _____ \text{ \$/an}$$

$$\text{Économie annuelle en vapeur} = \frac{Q_{pr} \times Cs \times h}{2{,}2}$$

$$= \frac{____ \times ____}{2{,}2}$$

$$= _____ \text{ \$/an}$$

Économie annuelle en refroidissement (si Sc est inconnu, indiquer 80 kWh/GJ pour un système de refroidissement électrique et 0,45 kg/GJ pour un système à vapeur).

$$= \frac{Q_{pr} \times C \times Sc \times h}{1\,000}$$

$$= \frac{____ \times ____ \times ____}{1\,000}$$

$$= _____ \text{ \$/an}$$

Débit d'air libre équivalent
Feuille de travail 14-C6
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Débit d'air initial, f_{al} _____ L/s

Température initiale, T_1 _____ K

Pression initiale, P_1 _____ kPa (abs.)

$$\text{Débit d'air libre équivalent, } f_{as} = \frac{P_1 \times f_{al} \times 293{,}15}{T_1 \times 101{,}325}$$

$$= \frac{\text{x} \times 293{,}15}{\text{x } 101{,}325}$$

= _____ L/s

Entraînement à vitesse variable
Feuille de travail 14-C7
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données

Puissance de sortie de l'arbre du moteur-chargé, Wm_{oL} _____ kW

Rendement nominal du moteur, Ef_{mr} _____ (décimales)

Durée de fonctionnement équivalente-pleine charge, h_L _____ h/an

Durée de fonctionnement à vitesse variable, h_v _____ h/an

Rendement du régulateur de vitesse variable, Ef_{vc} _____ (décimales)

Perte par transmission du compresseur (table 1) _____ %

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh

Rendement mécanique du compresseur, $Ef_d = 1 - \frac{\text{Perte par transmission}}{100}$

$= 1 - \frac{\quad}{100}$

$= \quad$

Puissance d'entrée de l'arbre du compresseur-pleine charge,

$Wc_{iL} = Wm_{oL} \times Ef_d$

$= \quad x$

$= \quad$ kW

Puissance d'entrée moyenne de l'arbre du compesseur, $Wc_{iv} = \frac{Wc_{iL} \quad x \quad h_L}{h_v}$

$= \frac{\quad x \quad}{\quad}$

$= \quad$ kW

Entraînement à vitesse variable
Feuille de travail 14-C7
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

$$\text{Puissance d'entrée moyenne du moteur, }_{iv} = \frac{Wc_{iv}}{Ef_m \times Ef_{vd} \times Ef_d}$$

$$= \frac{\qquad}{\text{x} \qquad \text{x}}$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Coût annuel de l'énergie $= Wm_{iv} \times h_v \times Ce$

$= \quad \text{x} \quad \text{x}$

$= _____$ \$/an

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz

Feuille de travail 14-T1
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine (plaque signétique), Wt_{on} _____ kW

Altitude, AL _____ m

Température d'entrée initiale, T_{il} _____ K

Température d'entrée corrigée, T_{i2} _____ K

Réduction initiale de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{il} _____ Pa

Réduction corrigée de la pression statique au-dessous de la pression atmosphérique à la bride d'admission, Pr_{i2} _____ Pa

Hausse initiale de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{ol} _____ Pa

Hausse corrigée de la pression statique au-dessus de la pression atmosphérique à la bride de sortie, P_{o2} _____ Pa

Débit initial du combustible (mesuré), f_{fl} _____ L/s ou m^3/s

Coût unitaire du combustible, Cf _____ \$/L ou \$/m^3

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Puissance de sortie corrigée initiale de l'arbre de la turbine,

$$Wt_{ocl} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{il} - 288{,}15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ril}}{5\,000} - \frac{P_{ol}}{8\,333}\right]$$

$$= \quad \times \left[1 - \frac{(\quad - 288{,}15)}{111} - \frac{\quad}{8\,696} - \frac{\quad}{5\,000} - \frac{\quad}{8\,333}\right]$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T1
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance de sortie corrigée de l'arbre de la turbine,

$$Wt_{oc2} = Wt_{on} \times \left[1 - \frac{(T_{i2} - 288{,}15)}{111} - \frac{AL}{8\,696} - \frac{P_{ri2}}{5\,000} - \frac{P_{o2}}{8\,333}\right]$$

$$= \quad \times \left[1 - \frac{(\quad - 288{,}15)}{111} - \frac{\quad}{8\,696} - \frac{\quad}{5\,000} - \frac{\quad}{8\,333}\right]$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Débit corrigé du combustible, $f_{f2} = f_{f1} \times \frac{Wt_{oc1}}{Wt_{oc2}}$

$$= \quad \times ____$$

$$= _____ \text{ L/s ou } m^3/s$$

Économie annuelle en combustible = $(f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

$$= (\quad - \quad) \times \quad \times \quad \times 3\,600$$

$$= _____ \text{ \$/an}$$

Récupération de la chaleur d'un refroidisseur d'huile d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T2
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit du combustible (mesuré), f_f _____ L/s ou m^3/s

Facteur de rejet de la chaleur de l'huile (4,44 pour un cycle simple ou 6,55 pour un cycle de récupération) _____

Durée de fonctionnement (chaleur récupérée utile), h _____ h/an

Pouvoir calorifique supérieur du combustible, HHV (Appendix C) _____ MJ/L ou MJ/m^3

Coût unitaire de la vapeur, Cs _____ $/kg

Pouvoir calorifique de la vapeur déplacée _____ kJ/kg (1)

Puissance d'entrée de la turbine à gaz, $Q_g = f_f$ x HHV x 3 600

= x x 3 600

= _____ MJ/h

Énergie de refroidissemt de l'huile, $Q_o = Q_g$ x *facteur*

= x

= _____ kJ/h

Débit de vapeur déplacé, $f_{sd} = \frac{Q_o}{(1)}$

= _____

= _____ kg/h

Économie annuelle en vapeur, = f_{sd} x h x Cs

= x x

= _____ $/an

Installation d'un régénérateur sur une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T3
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance de sortie de l'arbre de la turbine, Wt_o _____ kW

Débit initial du combustible, f_{fl} _____ L/s ou m^3/s

Hausse du rendement de la turbine avec régénérateur (fournisseur) _____ % (1)

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Pouvoir calorifique supérieur, HHV (Appendix C) _____ MJ/L ou MJ/m^3

Coût unitaire du combustible, Cf _____ \$/L ou $\$/m^3$

Puissance d'entrée initiale de la turbine à gaz, $Q_{gl} = f_{fl}$ x HHV x 3 600

= x x 3 600

= _____ MJ/h

Rendement thermique initial de la turbine à gaz, $Ef_{gl} = \frac{Wt_o \times 360}{Q_{gl}}$

= $\frac{\quad \times 360}{\quad}$

= _____ %

Rendement thermique corrigé de la turbine à gaz, $Ef_{g2} = Ef_{gl}$ + (1)

= +

= _____ %

Installation d'un régénérateur sur une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T3
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit corrigé du combustible, $f_{f2} = f_{f1} \times \frac{Ef_{g1}}{Ef_{g2}}$

= x _____

= _____ L/s ou m^3/s

Économie annuelle en combustible = $(f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

= (–) x x x 3 600

= _____ $/an

Amélioration du rendement d'une turbine à gaz
Feuille de travail 14-T4
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Edroit: _____ Par: _____

DONNÉES RELATIVES À LA TURBINE: (plaque signalétique ou mesures)

Débit initial du combustible, f_{f1} _____ L/s ou m^3/s

Débit corrigé du combustible, f_{f2} _____ L/s ou m^3/s

Coût unitaire du combustible, Cf _____ \$/L ou $/$m^3$

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Économie annuelle en combustible = $(f_{f1} - f_{f2}) \times h \times Cf \times 3\,600$

= (−) x x x 3 600

= _____ \$/an

Turbine à vapeur utilisée comme détendeur de pression

Feuille de travail 14-T5
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit de vapeur, f_s _____ kg/h

Pression de la vapeur d'admission _____ kPa(abs.)

Enthalpie de la pression d'admission, h_i (h_g — table 6) _____ kJ/kg

Pression de la vapeur de sortie _____ kPa(abs.)

Pourcentage d'humidité constante dans la vapeur de sortie (figure 24) _____ % (1)

Enthalpie de la vapeur de sortie, h_{go} (h_g — table 6) _____ kJ/kg

Enthalpie du condensat de sortie, h_{fo} (h_f — table 6) _____ kJ/kg

Température du condensat de retour _____ °C

Enthalpie du condensat de retour, h_r _____ kJ/kg

Puissance de sortie de l'alternateur, Wa_o (feuille 14-E3 ou constructeur) _____ kW

Coût unitaire de la vapeur, Cs _____ $/kg

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Débit du condensat d'échappement, $f_{co} = f_s \times \frac{(1)}{100}$

$= \quad \times \frac{\quad}{100}$

$= _____$ kg/h

Énergie extraite de la vapeur,

$$Q_e = \frac{(f_s \times hi) - (f_{co} \times h_{fo}) - [(f_s - f_{co}) \times h_{go}]}{1\,000\,000}$$

$$= \frac{(\quad \times \quad) - (\quad \times \quad) - [(\quad - \quad) \times \quad]}{1\,000\,000}$$

$= _____$ GJ/h

Turbine à vapeur utilisée comme détendeur de pression
Feuille de travail 14-T5
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Puissance d'entrée totale du système à vapeur, $Q_t = \frac{f_s \times (h_i - h_r)}{1\ 000\ 000}$

$= \frac{\quad \times (\quad - \quad)}{1\ 000\ 000}$

= _____ GJ/h

Débit de vapeur nécessaire au fonctionnement de la turbine, $f_{st} = f_s \times \frac{Q_e}{Q_t}$

= x _____

= _____ kg/h

Note: il s'agit du débit additionnel de vapeur d'admission requis pour faire fonctionner la turbine.

Coût annuel de la vapeur = f_{st} x h x Cs

= x x

= _____ $/an (2)

Valeur de l'électricité produite = Wa_o x Ce x h

= x x

= _____ $/an (3)

Économie annuelle d'énergie = (3) − (2) = −

= _____ $/an

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine de vapeur
Feuille de travail 14-T6
(Page 1 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit initial de vapeur, f_{sl} _____ kg/h

CONDITIONS D'ADMISSION

Pression initiale de la vapeur d'admission, P_{il} _____ kPa (abs.)

Température initiale de la vapeur d'admission, T_{il} _____ °C

Enthalpie initiale de la vapeur d'admission, h_{il} (figure 24) _____ kJ/kg

Pression corrigée de la vapeur d'admission, P_{i2} _____ kPa (abs.)

Température corrigée de la vapeur d'admission T_{i2} _____ °C

Enthalpie corrigée de la vapeur d'admission, h_{i2} (figure 24) _____ kJ/kg

CONDITIONS DE SORTIE

Pression initiale de la vapeur de sortie, P_{ol} _____ kPa (abs.)

Température initiale de la vapeur de sortie, T_{ol} _____ °C

Enthalpie initiale de la vapeur de sortie, h_{ol}
(figure 24 ou table 6) _____ kJ/kg

Pression corrigée de la vapeur de sortie, P_{o2} _____ kPa(abs.)

Température corrigée de la vapeur de sortie, T_{o2} _____ °C

Enthalpie dcorrigée de la vapeur de sortie, h_{o2}
(figure 24 ou table 6) _____ kJ/kg

Durée de fonctionnement, h _____ h/an

Coût unitaire de la vapeur, Cs _____ $/kg

Conditions d'admission et de sortie d'une turbine de vapeur
Feuille de travail 14-T6
(Page 2 de 2)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Débit corrigé de la vapeur, $f_{s2} = f_{s1} \times \frac{h_{i1} - h_{o1}}{h_{i2} - h_{o2}}$

$= \quad \times \frac{\quad - \quad}{\quad - \quad}$

$=$ _____ kg/h

Économie annuelle en vapeur $= (f_{s1} - f_{s2}) \times h \times Cs$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$=$ _____ $/an

Rendement d'un entraînement par moteur électrique
Feuille de travail 14-E1
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Tension nominale, V_r _____ V

Intensité nominale, I_r _____ A

Tension mesurée, V _____ V

Intensité mesurée, I _____ A

Constante de phase, Y
(1,73 poure triphasé, 2 pour diphasé, 1 pour monophasé) _____

Puissance nominale de l'arbre (plaque signalétique) _____ kW

Facteur de puissance nominale à pleine charge, $p.f._r$ _____ (décimales)

Facteur de puissance mesuré, p.f. _____ (décimales)

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh

Durée de fonctionnement, h _____ h/yr

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r} = \frac{\quad \times \quad \times \quad}{\quad \times \quad \times \quad}$$

$$= _____$$

Rendement du moteur, Ef_m (figure E-1) _____ (décimales)

$$\text{Puissance d'entrée électrique, } Wm_i = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

$$= \frac{\quad \times \quad \times \quad \times \quad}{1\,000}$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Puissance mécanique du moteur, $Wm_o = Wm_i \times Ef_m =$ _____ x _____ = _____ kW

Économie annuelle d'énergie = $Wm_i \times h \times Ce =$ _____ x _____ x _____ = _____ $/an

Remplacement d'un moteur
Feuille de travail 14-E2
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données relatives au moteur

Puissance d'entrée initiale du moteur, Wm_{i1} _____ kW

Puissance mécanique requise du moteur, Wm_o _____ kW

Puissance mécanique nominale du moteur de rechange _____ kW (1)

Durée du fonctionnement, h _____ h/an

Coût unitaire de l'électricité, Ce _____ $/kWh (5)

Facteur de charge $= \dfrac{Wm_o}{(1)}$

$=$ _____

$=$ _____

Rendement du moteur de rechange, Ef_m _____ (décimales)
(plaque signalétique ou figure E-1)

Puissance d'entrée du moteur de rechange, $Wm_{i2} = \dfrac{Wm_o}{Ef_m}$

$=$ _____

$=$ _____ kW

Économie annuelle d'énergie $= (Wm_{i1} - Wm_{i2}) \times h \times Ce$

$= (\quad - \quad) \times \quad \times$

$=$ _____ $/an

Rendement d'un alternateur électrique
Feuille de travail 14-E3
(Page 1 de 1)

Entreprise: _____ Date: _____

Endroit: _____ Par: _____

Données relatives à l'alternateur (plaque signalétique ou mesures)

Tension nominale, V_r _____ V

Intensité nominale à pleine charge, I_r _____ A

Tension mesurée, V _____ V

Intensité mesurée, I _____ A

Constante de phase, Y
(1,73 pour triphasé, 1 pour monophasé) _____

Puissance de sortie (plaque signalétique) _____ kW

Facteur de puissance mesuré à pleine charge, $p.f._r$ _____ (décimales)

Facteur de puissance mesuré, p.f. _____ (décimales)

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r}$$

$$= \frac{\quad x \quad x \quad}{\quad x \quad x \quad}$$

$$= _____$$

Rendement de l'alternateur, Ef_a (figure E-1) _____ (décimales)

$$\text{Puissance de sortie de l'alternateur, } Wa_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

$$= \frac{\quad x \quad x \quad x \quad}{1\,000}$$

$$= _____ \text{ kW}$$

$$\text{Puissance d'entree de l'arbre de l'alternateur, } Wa_i = \frac{Wa_o}{Ef_a} = _____$$

$$= _____ \text{ kW}$$

Entraînements par moteur électrique et alternateurs

La plupart des compresseurs sont entraînés par des moteurs à induction à courant alternatif et un grand nombre de turbines entraînent des alternateurs pour produire de l'électricité. Plusieurs petites machines sont entraînées par des moteurs monophasés alors que d'autres de plus grandes dimensions sont entraînées par des moteurs triphasés. Il est important de noter que le nombre de phases affecte les calculs relatifs à l'énergie électrique.

Puissance d'entrée des moteurs

La puissance d'entrée d'un moteur électrique peut s'exprimer par l'équation suivante:

$$Wm_i = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

où Wm_i = puissance d'entrée électrique (kW)

= tension mesurée (V)

I = intensité mesurée (A)

Y = constante de phase (1,73 pour triphasé, 2 pour diphasé 4 fils, 1 pour monophasé)

p.f. = facteur de puissance du moteur (décimales)

1 000 = facteur de conversion des voltampères en kilowatts.

Puissance fournie par les moteurs

La puissance mécanique d'un moteur électrique s'exprime par l'équation suivante:

$$Wm_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f. \times Ef_m}{1\,000}$$

où Wm_o = puissance mécanique (kW)

Ef_m = rendement du moteur (décimales)

Le rapport entre la sortie et l'entrée est le même pour tous les moteurs.

$$Wm_o = Wm_i \times Ef_m$$

Puissance d'entrée des alternateurs

On peut calculer la puissance d'entrée à l'arbre d'un alternateur à l'aide de l'équation suivante:

$$Wa_i = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000 \times Ef_a}$$

où Wa_i = puissance d'entrée de l'arbre de l'alternateur (kW)

Ef_a = rendement de l'alternateur (décimales)

Le rapport entre la sortie et l'entrée est le même pour tous les alternateurs.

$$Wa_i = \frac{Wa_o}{Ef_a}$$

où Wa_o = puissance de sortie de l'alternateur (kW).

Puissance de sortie des alternateurs

La puissance de sortie de l'alternateur peut s'exprimer par l'équation suivante:

$$Wa_o = \frac{V \times I \times Y \times p.f.}{1\,000}$$

où V = tension mesurée (V)

I = intensité mesurée

Y = constante de phase (1,73 pour triphasé, 1 pour monophasé)

p.f. = facteur de puissance mesuré (décimales)

1 000 = voltampères en kilowatts

Données électriques

On peut obtenir les données nécessaires aux calculs en mesurant certaines valeurs ou en recueillant les données relatives au fonctionnement du moteur électrique et de l'alternateur. On peut utiliser des appareils de mesure pour mesurer la tension, l'intensité et le facteur de puissance.

Des données simplifiées relatives au facteur de puissance et au rendement d'un moteur sont présentées à la figure E-1. Quoique les courbes s'appliquent à des moteurs à induction triphasés, elles peuvent être utilisées pour la plupart des moteurs et des alternateurs. Ces courbes ne doivent être utilisées que lorsque des valeurs mesurées et précises ne sont pas disponibles.

La plaque signalétique d'un moteur ou d'un alternateur est la source la plus fiable de données relatives au rendement. L'association 'Electrical Equipment Manufacturers Association' exige que la plaque signalétique indique la puissance nominale du moteur ou de l'alternateur en cheval-vapeur (H.P. ou hp) ou kW, la tension nominale, l'intensité nominale à pleine charge (F.L. amps ou F.L.A.), le facteur de puissance (P.F. ou Pf) et le nombre de phases de l'alimentation électrique.

Facteur de charge d'un moteur ou d'un alternateur

Le *facteur de charge* d'un moteur représente le rapport de la puissance d'entrée mesurée à la puissance d'entrée nominale à pleine charge. Celui d'un alternateur représente le rapport de la puissance de sortie mesurée à la puissance de sortie nominale à pleine charge. Le facteur de charge d'un moteur ou d'un alternateur s'exprime comme suit:

$$\text{Facteur de charge} = \frac{I \times V \times p.f.}{I_r \times V_r \times p.f._r}$$

où I = intensité mesurée (A)

V = tension mesurée (V)

p.f. = facteur de puissance mesuré

I_r = intensité nominale à pleine charge (A)

V_r = tension nominale (V)

$p.f._r$ = facteur de puissance nominal à pleine charge

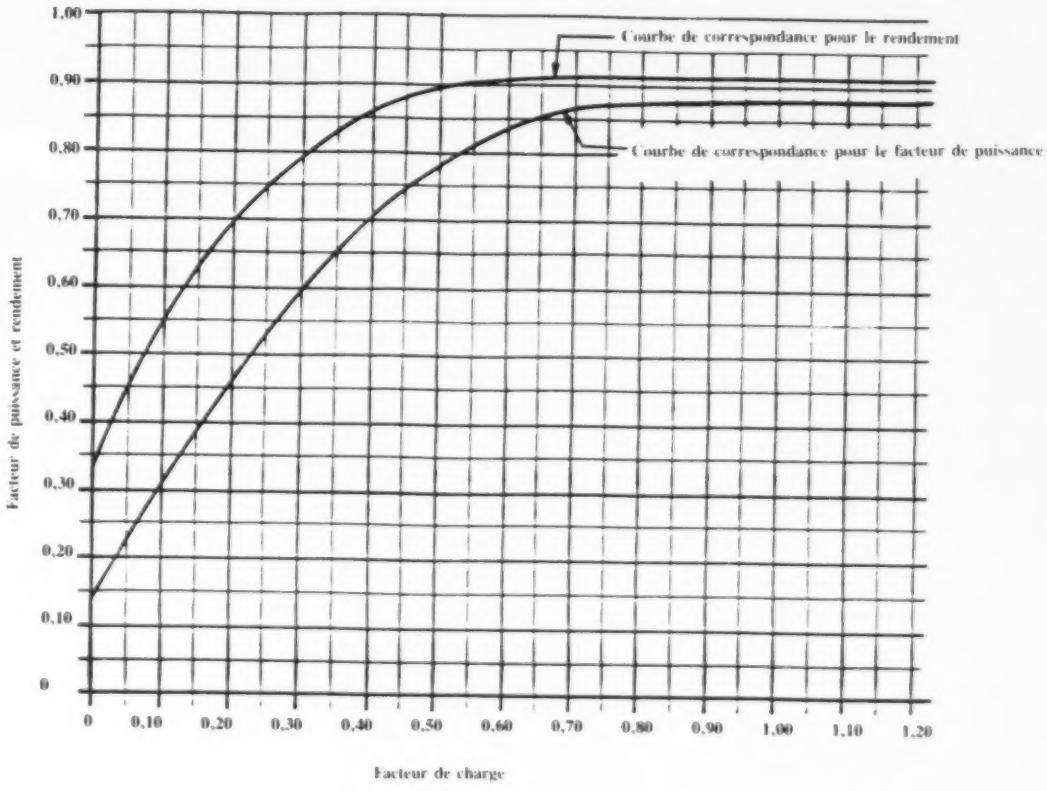
À l'aide du facteur de charge obtenu, on peut déterminer le rendement du moteur ou de l'alternateur à partir de la figure E-1. Si le facteur de puissance nominal n'est pas connu, on peut utiliser une valeur de la figure E-1.

Coût de l'électricité

Pour les fins du présent module, le coût de l'électricité est exprimé en $/kWh consommé. Il s'agit du coût de l'unité supplémentaire consommé comprenant le taux de consommation, la prime de puissance et toute surprime ou remise. Le taux varie d'un abonné et d'une région à l'autre. *Le lecteur doit établir un taux se rapprochant le plus à son coût réel d'électricité.*

Feuilles de travail

Les feuilles de travail I4-E1 et I4-E2 et I4-E3 sont fournies pour aider le lecteur à analyser le rendement d'un moteur ou d'un alternateur.



Courbes de rendement d'un moteur électrique
Figure E-1